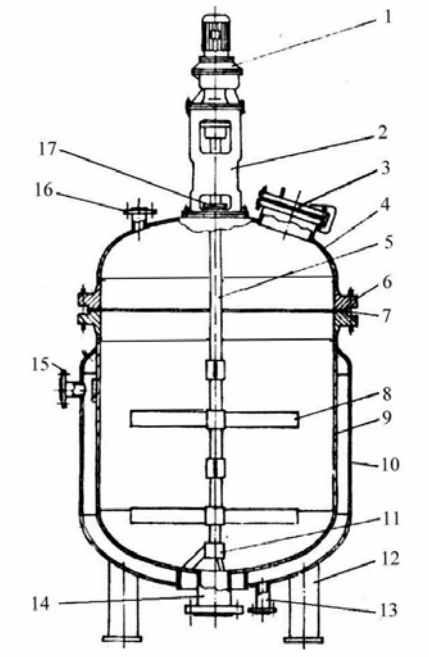
VASILE PALADE **IOAN I. ŞTEFĂNESCU**

RECIPIENTE ŞI APARATE TUBULARE



EDITURA SEMNE

ISBN 973-654-069-3

Vasile **PALADE** Ioan I. **ŞTEFĂNESCU**

RECIPIENTE ŞI APARATE TUBULARE

This work presents the main engineering and design issues for the most important equipment’s pressured container and heat exchanger types used in food industry processes.

The book is use full for mechanical engineers interested in designing, engineering and operating of technological equipment’s for process industries, as well as for the students of Tehnological Equipment’s in Food Industry.

Dr. ing. Vasile **PALADE** Dr. ing. Ioan I. **ŞTEFĂNESCU**

RECIPIENTE ŞI APARATE TUBULARE

EDITURA SEMNE
Bucureşti, 2000

Copyright 2000, **Editura Semne**
Toate drepturile asupra acestei ediții sunt rezervate editurii

In lucrare sunt tratate principalele probleme constructive şi de calcul ale celor mai importante utilaje de tip recipient sub presiune şi schimbătoare de căldură întâlnite în industriile de proces din industria alimentară.

Se prezintă teoria generală a învelişurilor subțiri axial simetrice, construcția şi calculul de rezistență al recipientelor sub presiune, ținând cont de legislația în vigoare, şi în final construcția şi calculul de rezistență a celor mai importante tipuri de schimbătoare de căldură.

O atenție deosebită se acordă alegerii materialelor metalice şi nemetalice utilizate în industria alimentară la execuția recipientelor sub presiune.

Cartea este adresată inginerilor mecanici preocupați de proiectarea, construcția şi exploatarea utilajelor tehnologice pentru industrii de proces, precum şi studenților de la specializarea Utilaj tehnologic pentru industria alimentară.

Lucrarea a fost elaborată astfel: conf. dr. ing. Vasile Palade – capitolele 1, 2, 4, 5, 6, 7 şi coordonarea ştiințifică, iar prof. dr. ing. Ioan I. Ştefănescu – capitolul 3.

Tehnoredactare computerizată: Vasile **Palade**
Referent ştiințific: Prof.dr.ing. Dumitru **Panțuru**
Prof.dr.ing. Iulian-Gabriel **Bîrsan**

Bun de tipar
ISBN 973-654-069-3

Tipărit: **Semne**

CUPRINS

1. NOȚIUNI DE TEORIA ÎNVELIŞURILOR SIMETRICE ……. 9

1.1 Noțiuni elementare privind suprafețele de revoluție ……. 9
1.2 Încărcarea elementului de înveliş ……. 10
1.2.1 Ipoteze de calcul ……... 10
1.2.2 Încărcarea elementului de înveliş ……... 11
1.3 Tensiuni în înveliş ……... 12
1.4 Ecuații de echilibru …… 14
1.5 Teoria de membrană (fără moment).…… 15
1.6 Aplicații ale teoriei fără moment..……... 17
1.6.1 Înveliş sferic ……. 17
1.6.2 Înveliş cilindric ……. 18
1.6.3 Înveliş conic ……. 19
1.7 Stabilitatea învelişurilor de revoluție ……... 21

2. ELEMENTE GENERALE PRIVIND RECIPIENTELE CU PERETE SUBȚIRE …… 23

2.1 Generalități ……. 23
2.2 Tipuri constructive …… 23
2.2.1 Rezervoare …… 23
2.2.2 Recipiente sub presiune cu perete subțire ……. 24
2.2.3 Aparate tip coloană ……... 26
2.3 Definiții şi prescripții generale pentru proiectare ……... 28
2.3.1 Definiții …… 28
2.3.2 Baza de stabilire a tensiunilor admisibile ……... 29
2.3.3 Coeficientul de rezistență al îmbinărilor sudate ……... 30
2.3.4 Aprecierea cantitativă a rezistenței metalelor la coroziune …. 31

3. MATERIALE UTILIZATE ÎN APARATURA DE PROCES …… 32

3.1 Considerații generale ……. 32
3.2 Materiale metalice feroase …… 32
3.2.1 Oțeluri carbon de uz general pentru construcții ……... 32

3.2.2 Oţeluri destinate tablelor pentru cazane şi recipiente sub presiune…… 34
3.2.3 Table groase cu condiţii speciale de calitate pentru recipiente sub presiune……. 37
3.2.4 Oţeluri pentru ţevi …… 39
3.2.5 Oţeluri pentru organe de asamblare …….. 43
3.3 Materiale metalice neferoase …… 50
3.4 Materiale nemetalice ……. 51
3.5 Materiale pentru etanşare ……. 52
3.6 Materiale utilizate în construcţia utilajelor pentru transfer termic ... 67

4. CALCULUL ŞI CONSTRUCŢIA ELEMENTELOR RECIPIENTELOR CU PERETE SUBŢIRE, EXECUTATE DIN LAMINATE DE OŢEL ……. 69

4.1 Generalităţi ……. 69
4.2 Corp cilindric şi conic …… 69
4.2.1 Elemente constructive …….. 69
4.2.2 Elemente de calcul ……... 71
4.3 Funduri şi capace ……... 76
4.3.1 Forme constructive …….. 77
4.3.2 Elemente de calcul ……... 81
4.4 Asamblări cu flanşe ……... 83
4.4.1 Generalităţi …… 83
4.4.2 Forme constructive ……... 86
4.4.3 Flanşe pentru recipiente……... 91
4.4.4 Calculul asamblărilor cu flanşe fără contact …….. 104
4.5 Racorduri. Bosaje ……. 115
4.5.1 Tipuri constructive …… 115
4.5.2 Alegerea racordurilor …….. 118
4.5.3 Alegerea bosajelor …… 123
4.6 Guri pentru verificare …… 124
4.7 Compensarea orificiilor ……. 127
4.7.1 Elemente constructive …….. 127
4.7.2 Domenii de aplicare ……. 128
4.7.3 Dimensionarea inelului de compensare …… 129
4.8 Aparate de măsură şi control şi dispozitive de siguranţă …….. 130
4.8.1 Aparate de măsură şi control …….. 130
4.8.2 Dispozitive de siguranţă …….. 133
4.9 Încălzirea şi răcirea recipientelor …….. 138
4.9.1 Cămăşi de încălzire …….. 138
4.9.2 Serpentine de încălzire ……. 139
4.9.3 Izolarea termică a recipientelor ……... 140
4.10 Suporturi pentru recipiente …… 141

4.10.1 Suporturi pentru recipiente verticale ……... 141
4.10.2 Suporturi pentru recipiente orizontale …… 146

5. DISPOZITIVE DE ETANŞARE …….. 148

5.1 Generalităţi ……. 148
5.2 Dispozitive de etanşare cu garnitură moale …… 148
5.2.1 Elemente constructive …….. 148
5.2.2 Elemente de calcul ……... 152
5.3 Dispozitive de etanşare cu inel alunecător …….. 156
5.3.1 Elemente constructive …….. 156
5.3.2 Elemente de calcul ……... 160

6. UTILAJE PENTRU AMESTECARE CU DISPOZITIVE ROTATIVE 163

6.1 Generalităţi ……. 163
6.2 Tipuri de amestecătoare …… 164
6.2.1 Amestecător cu braţe …… 165
6.2.2 Amestecător tip ancoră …… 165
6.2.3 Amestecător tip elice …… 166
6.2.4 Amestecător tip turbină disc ……... 167
6.2.5 Amestecător tip Impeller ……. 168
6.2.6 Amestecător cu palete …….. 168
6.2.7 Amestecător tip cadru ……. 169
6.3. Amplasarea dispozitivelor de amestecare ……. 169
6.4. Acţionarea şi rezemarea dispozitivelor de amestecare ……. 172
6.4.1 Acţionarea …… 172
6.4.2 Rezemarea dispozitivelor de amestecare …….. 173
6.5. Forţe care solicită dispozitivele de amestecare rotative …… 178
6.6. Arborele amestecătorului ……. 181
6.6.1 Generalităţi …… 181
6.6.2 Calculul de rezistenţă al arborelui …….. 183
6.7 Suportul amestecătorului …….. 184
6.8 Calculul puterii necesare amestecătoarelor mecanice rotative ……. 187

7. UTILAJE PENTRU TRANSFER TERMIC …… 191

7.1. Generalităţi …… 191
7.2 Tipuri principale de schimbătoare de căldură …… 192
7.2.1 Schimbătoare de căldură tubulare ……. 192
7.2.2 Schimbătoare de căldură netubulare …….. 196
7.3. Construcţia şi calculul elementelor specifice aparatelor tubulare... 197
7.3.1 Ţevi …… 197
7.3.2 Placa tubulară …….. 198

7.3.3 Dispunerea țevilor în placa tubulară …….. 199
7.3.4 Asamblarea dintre țevi şi placa tubulară ……... 201
7.3.5 Asamblarea dintre placa tubulară şi manta …….. 205
7.3.6 Calculul plăcii tubulare ……... 207
7.3.7 Solicitări în sistemul tubular ……... 209
7.3.8 Compensatoare de dilatare termică ……... 211
7.3.9 Pereți despărțitori şi şicane …….. 213

BIBLIOGRAFIE …… 215

1. NOȚIUNI DE TEORIA ÎNVELIŞURILOR SIMETRICE

1.1. Noțiuni elementare privind suprafețele de revoluție

Corpul mărginit de două suprafețe curbe având distanța dintre ele - grosimea s_0 - suficient de mică în comparație cu celelalte dimensiuni, se numește înveliş, membrană sau manta.

Învelişurile pot fi închise sau deschise, de grosime constantă sau variabilă. In lucrarea de față se vor studia învelişurile închise de grosime constantă, acestea întâlnindu-se cel mai des în construcția de utilaje din industriile alimentară, chimică etc.

Locul geometric al tuturor punctelor *P* egal depărtate de suprafețele exterioară şi interioară ale învelişului poartă denumirea de **suprafață mediană** (fig.1.1).

Învelişurile a căror suprafață mediană este generată de o curbă plană care se roteşte, fără alunecare, în jurul axei fixe OO' se numesc **învelişuri de revoluție.** Punctul de intersecție al suprafeței mediane cu axa de revoluție se numeşte **polul învelişului** şi se notează cu O.

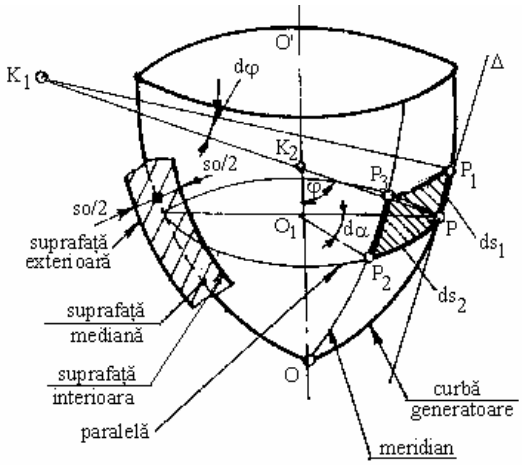


Fig. 1.1

Curba care prin rotirea în jurul axei de revoluție formează suprafața mediană a învelişului se numeşte **curbă generatoare.**

Curba obținută prin intersecția învelişului de revoluție cu un plan ce conține axa de revoluție poartă denumirea de **meridian.** După cum se observă din fig. 1.1, meridianul coincide cu curba generatoare.

Curba obținută prin intersectarea învelişului de revoluție cu un plan perpendicular pe axa de revoluție este întotdeauna un cerc şi se numeşte **paralelă**.

Suprafața sferică este generată prin rotirea unui semicerc în jurul diametrului său; suprafața conică este generată de o dreaptă, care se roteşte în jurul altei drepte cu care este concurentă; suprafața cilindrică circulară dreaptă rezultă prin rotirea unei drepte în jurul alteia, cu care este paralelă. Raza de curbură a meridianului într-un punct oarecare *P* (fig.1.1) se numeşte **prima rază principală de curbură** a suprafeței mediane în punctul respectiv şi se notează cu $R_1(\varphi)$. Unghiul φ sub care K_1P intersectează axa de revoluție se numeşte deschiderea punctului *P* şi se consideră variabilă independentă; $R_1 = R_1(\varphi)$. Raza de curbură a curbei obținută prin intersecția suprafeței mediane cu un plan perpendicular pe meridian într-un punct oarecare *P* se numeşte **a doua rază principală de curbură** a suprafeței mediane în punctul respectiv şi se notează cu R_2. In general $R_2 = R_2(\varphi)$. Dacă, într-un anumit punct $R_1 = R_2 = R$, punctul se numeşte punct de rotunjire. Dacă se notează cu " *r* " raza cercurilor paralele atunci rezultă:

$$O_1P = r = R_2 \sin\varphi. \tag{1.1}$$

Lungimea ds_1 a unui element de meridian este:

$$ds_1 = PP_1 = R_1 d\varphi, \tag{1.2}$$

iar lungimea ds_2 a unui element de arc paralel:

$$ds_2 = PP_2 = R_2 d\alpha \sin\varphi. \tag{1.3}$$

Unghiul α se măsoară de la un plan meridional de referință, de exemplu de la cel ce trece prin punctul P_2. Cu utilizarea relațiilor (1.2) şi (1.3) aria elementului suprafeței meridiane, $PP_1P_3P_2$, se poate exprima astfel:

$$\begin{aligned} dA &= ds_1 ds_2 = R_1 R_2 d\varphi d\alpha \sin\varphi, \\ \text{sau} \quad dA &= rR_1 d\varphi d\alpha.. \end{aligned} \tag{1.4}$$

1.2. Încărcarea elementului de înveliş

1.2.1. Ipoteze de calcul

Principalele ipoteze de calcul ale elementului de înveliş sunt:

a) Grosimea învelişului s_0 este constantă şi se măsoară pe normala la suprafața mediană.

b) Grosimea învelişului este mică în raport cu celelalte dimensiuni ale învelişului şi cu razele de curbură ale suprafeței mediane:

$$s_0 << (R_1, R_2) \quad sau \quad \max \frac{s_0}{R} \le \frac{1}{20} \tag{1.5}$$

Această ipoteză este esențială şi permite reducerea studiului corpului tridimensional, prin introducerea unor alte ipoteze, la studiul bidimensional al echilibrului şi deformării suprafeței mediane. Ipoteza are un caracter limitativ.

c) Materialul din care este alcătuit învelişul subțire este izotrop şi elastic, adică respectă legea lui Hooke.

d) Normalele la suprafața mediană rămân în aceeaşi situație şi după deformarea învelişului datorită aplicării sarcinii.

e) Forțele exterioare şi cele masice ce acționează pe suprafețele limită pot fi considerate că acționează asupra suprafeței mediane.

f) Deplasările învelişului sunt mici în raport cu dimensiunile lui, fapt ce conduce la neglijarea pătratelor deplasărilor şi deci la o formulare liniară, relativ simplă, ce permite utilizarea principiului suprapunerii efectelor.

1.2.2. Încărcarea elementului de înveliş

Se consideră un element de înveliş (fig.1.2), limitat de două secțiuni meridionale şi două secțiuni conice, foarte apropiate, ambele conuri având vârful în primul centru de curbură, K_1.

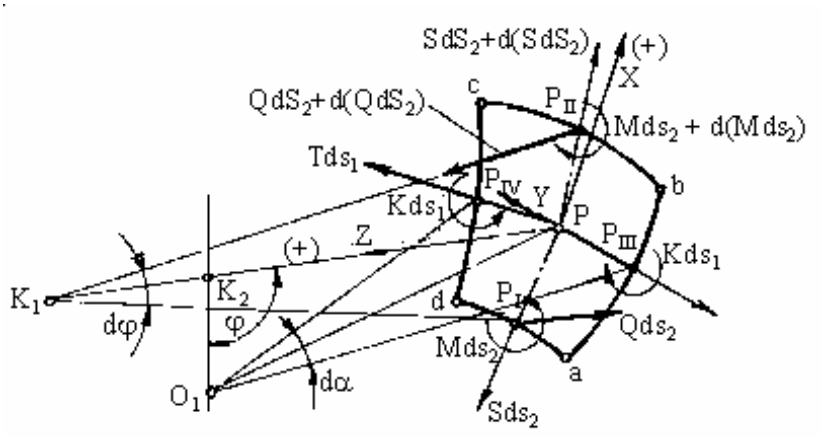


Fig. 1.2

Arcele de curbură *ab*, *cd* şi $P_I P_{II}$ sunt elemente de meridian, iar arcele *ad*, *bc* şi $P_{III} P_{IV}$ sunt elemente de cerc paralelă.

Se admite că încărcările ce solicită învelişul sunt distribuite axial simetric: ele pot varia în lungul meridianului, rămân însă neschimbate pe întreaga circumferință a unui cerc paralel dat. Această premisă are următoarele consecințe:

a) pe fețele elementului de înveliş ale căror meridiane sunt curbele *ab* şi *cd*

acționează tensiuni normale, egale şi de sens contrar (*T*), precum şi momente egale şi de sens contrar (*K*), care tind să rotească fiecare față în jurul tangentei la meridianul median respectiv, tensiuni şi momente inelare (circumferențiale);

b) în planul acestor fețe nu există momente care să tindă să rotească fețele în jurul centrelor P_{III} şi P_{IV}; dacă astfel de momente ar exista ele ar trebui să fie de semn contrar, pentru îndeplinirea condiției de echilibru; acestea ar duce la răsucirea (torsionarea, strâmbarea) celor două fețe, ceea ce nu este posibil din motive de simetrie;

c) pe fețele elementului de înveliş având ca paralel arcele *ad* şi *bc* pot acționa numai:

- momente, care tind să rotească aceste fețe în jurul cercurilor paralele menționate (*M*);

- tensiuni normale, orientate în direcția meridianului (*S*);

- tensiuni transversale, orientate în direcția razelor de curbură ale elementelor de înveliş (*Q*).

Încărcările exterioare - axial simetrice conform premisei - se descompun după axa *x*, care coincide cu tangenta la meridian în punctul considerat *P* (fig.1.2) şi după axa *z*, normală la meridian în acelaşi punct. Acestea se raportează la unitatea de arie a suprafeței mediane a elementului de înveliş şi au dimensiunea [F / L^2]. In direcția axei *y* perpendiculară în *P* pe planul $(P_x P_y)$ nu acționează încărcări exterioare. In ceea ce priveşte semnele acestor mărimi, se stabilesc următoarele convenții:

- încărcările exterioare (*X* tangențiale şi *Z* normale) se consideră pozitive atunci când acționează în sensul lui *x*, respectiv *z*, pozitiv;

- tensiunile meridionale *S* şi cele inelare *T* se consideră pozitive când solicită învelişul la întindere si negative, când îl solicită la compresiune;

- tensiunile transversale *Q* se consideră pozitive dacă:

a) *Q* este orientată în sensul axei *z* pozitive şi dacă acționează pe suprafața elementară a cărei normală exterioară este dirijată în sensul axei *x* pozitive;

b) Q este orientată în sensul axei *z* negative şi pe suprafața elementară a cărei normală exterioară este dirijată în sensul axei *x* negative.

- momentele meridionale *M* şi cele inelare *K* se consideră pozitive dacă tind să micşoreze curbura suprafeței.

1.3. Tensiuni în înveliş

Starea de tensiuni într-un înveliş subțire se poate determina conform teoriei de membrană sau teoriei de momente.

Teoria de membrană admite distribuția uniformă a tensiunilor pe grosimea

învelişului. In acest caz, tensiunile din planele elementului de înveliş (fig.1.3a) denumite tensiuni secționale, se reduc în cazul încărcării axial simetrice la componentele:

$$S = \sigma_1 \cdot s_0; \qquad T = \sigma_2 \cdot s_0, \tag{1.6}$$

care acționează în planul tangent al suprafeței mediane.

Deoarece forțele exterioare considerate simetrice, dau moment nul față de axa *z*, rezultă tensiuni tangențiale nule

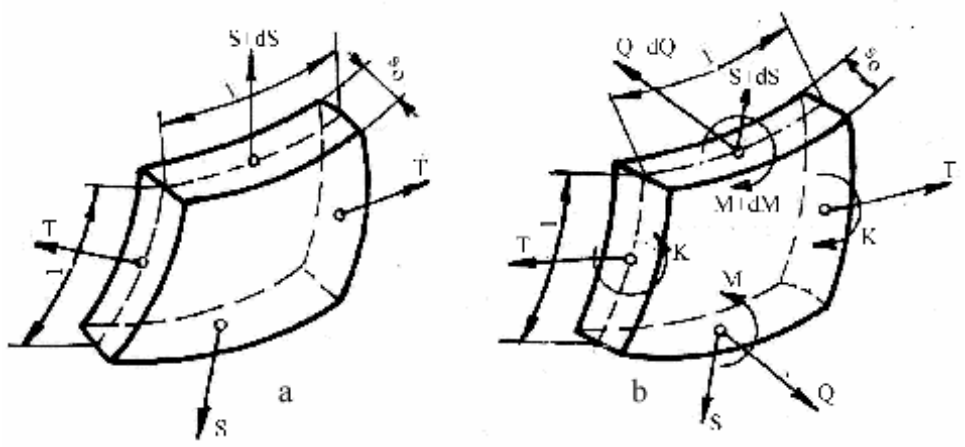


Fig. 1.3

In consecință, în teoria de membrană cu încărcare axial simetrică apar numai două necunoscute, care se determină din cele două ecuații de proiecții pe axele de coordonate.

Dacă tensiunile nu sunt constante pe grosimea învelişului încărcat axial simetric, pe lângă tensiunile secționale corespunzătoare teoriei de membrană apar momente încovoietoare şi forțe tăietoare (fig.1.3b). Aceasta poartă denumirea de teoria de momente, iar pentru un element de înveliş se pot scrie 3 ecuații de echilibru (există 5 necunoscute).

Se consideră un element de structură cu grosimea de perete s_0 (fig.1.3) şi cu laturile unitare ($ds_1 = ds_2 = 1$ mm). In acest caz tensiunile corespunzătoare, exprimate în N/mm^2, vor avea următoarele expresii:

$$\sigma_1^{(S)} = \frac{S}{A_S} = \frac{S}{1 \cdot s_0}; \qquad \sigma_2^{(T)} = \frac{T}{A_T} = \frac{T}{1 \cdot s_0}, \tag{1.7}$$

respectiv:

$$\sigma_1^{(M)} = \pm \frac{M}{W_M} = \pm \frac{6M}{1 \cdot s_o^2}; \qquad \sigma_2^{(K)} = \pm \frac{K}{W_K} = \pm \frac{6K}{1 \cdot s_o^2}.$$

Tensiunile meridionale (indice 1) şi cele inelare (indice 2) vor fi:

$$\sigma_1 = \sigma_1^{(S)} + \sigma_1^{(M)} = \frac{S}{s_o} \pm \frac{6M}{s_o^2}; \qquad \sigma_2 = \sigma_2^{(T)} + \sigma_2^{(K)} = \frac{T}{s_o} \pm \frac{6K}{s_o^2}. \tag{1.8}$$

1.4. Ecuații de echilibru

Încărcarea elementului de înveliş, examinată în subcapitolul 1.2.2, se reprezintă în secțiune meridională şi în secțiune normală prin punctul *P* (fig.1.4 a şi b).

Se scriu ecuațiile de proiecții pe cele 3 axe de coordonate şi se obțin:

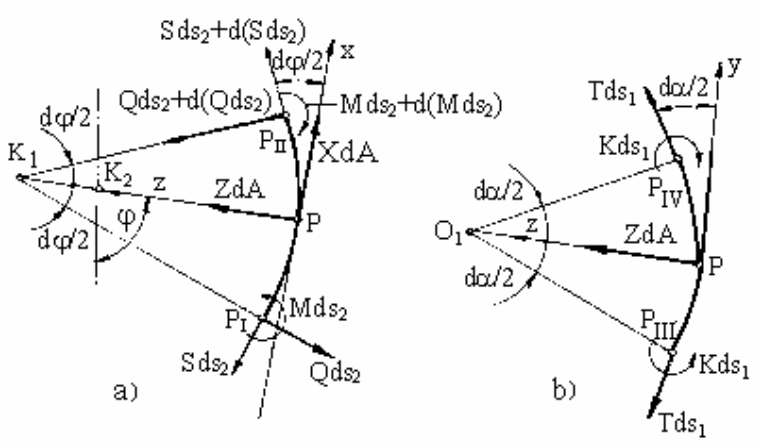


Fig.1.4

a. pe axa z

$$\left[S\mathrm{d}s_2 + \mathrm{d}\left(S\mathrm{d}s_2\right)\right]\sin\frac{\mathrm{d}\varphi}{2} + S\mathrm{d}s_2 \sin\frac{\mathrm{d}\varphi}{2} + \left[Q\mathrm{d}s_2 + \mathrm{d}\left(Q\mathrm{d}s_2\right)\right]\cos\frac{\mathrm{d}\varphi}{2} -$$

$$- Q\mathrm{d}s_2 \cos\frac{\mathrm{d}\varphi}{2} + 2T\mathrm{d}s_1 \sin\varphi \sin\frac{\mathrm{d}\alpha}{2} + Z\mathrm{d}A = 0.$$

Dacă se neglijează infiniții mici de ordinul doi şi dacă:

$$\sin\frac{d\alpha}{2} \approx \frac{d\alpha}{2}; \qquad \cos\frac{d\varphi}{2} \approx 1; \qquad \sin\frac{d\varphi}{2} \approx \frac{d\varphi}{2},$$

se obține:

$$2T\mathrm{d}s_1 \frac{\mathrm{d}\alpha}{2} \cdot \sin\varphi + 2S\mathrm{d}s_2 \cdot \frac{\mathrm{d}\varphi}{2} + \mathrm{d}\left(Q\mathrm{d}s_2\right) = -Z\mathrm{d}A. \tag{1.9}$$

Dacă în relația (1.9) se înlocuiesc $\mathrm{d}s_1$, $\mathrm{d}s_2$ şi d*A* cu expresiile din relațiile (1.2), (1.3) şi (1.4) se obține forma finală:

$$\frac{T}{R_2}+\frac{S}{R_1}+\frac{1}{R_1R_2\sin\varphi}\cdot\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}\varphi}(QR_2\sin\varphi)=-Z. \tag{1.10}$$

b. pe axa x :

$$\left[S\mathrm{d}s_2+\mathrm{d}(S\mathrm{d}s_2)\right]\cos\frac{\mathrm{d}\varphi}{2}-\left[Q\mathrm{d}s_2+\mathrm{d}(Q\mathrm{d}s_2)\right]\sin\frac{\mathrm{d}\varphi}{2}-$$

$$-S\mathrm{d}s_2\cos\frac{\mathrm{d}\varphi}{2}-Q\mathrm{d}s_2\sin\frac{\mathrm{d}\varphi}{2}-2T\mathrm{d}s_1\sin\frac{\mathrm{d}\alpha}{2}\cos\varphi+X\mathrm{d}A=0.$$

Ținând cont de aproximările anterioare se obține:

$$\mathrm{d}(S\mathrm{d}s_2)-2Q\mathrm{d}s_2\frac{\mathrm{d}\varphi}{2}-d(Q\mathrm{d}s_2)\frac{\mathrm{d}\varphi}{2}-2T\mathrm{d}s_1\frac{\mathrm{d}\alpha}{2}c\,\mathrm{os}\,\varphi+X\mathrm{d}s_1\mathrm{d}s_2=0.$$

Înlocuind ds_1 şi ds_2 rezultă:

$$\mathrm{d}(SR_2\sin\varphi)\mathrm{d}\alpha-2QR_2\frac{\mathrm{d}\varphi}{2}\mathrm{d}\alpha\sin\varphi-\mathrm{d}(QR_2\sin\varphi)\mathrm{d}\alpha\frac{\mathrm{d}\varphi}{2}-$$

$$-2TR_1\mathrm{d}\varphi\frac{\mathrm{d}\alpha}{2}\cos\varphi+XR_1R_2\mathrm{d}\varphi\mathrm{d}\alpha\sin\varphi=0.$$

Dacă se împarte prin $d\varphi d\alpha$ şi se neglijează termenul $d(QR_2\sin\varphi)d\alpha d\varphi/2$ se obține expresia finală:

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}\varphi}(SR_2\sin\varphi)-QR_2\sin\varphi-TR_1\cos\varphi+XR_1R_2\sin\varphi=0. \tag{1.11}$$

c. pe axa y

Se scrie ecuația de momente față de această axă şi se obține:

$$M\mathrm{d}s_2+\mathrm{d}(M\mathrm{d}s_2)-M\mathrm{d}s_2-2K\mathrm{d}s_1\cos\varphi\sin\frac{\mathrm{d}\alpha}{2}-$$

$$-\left[Q\mathrm{d}s_2+\mathrm{d}(Q\mathrm{d}s_2)\right]\cos\frac{\mathrm{d}\varphi}{2}\frac{\mathrm{d}s_1}{2}-Q\mathrm{d}s_2\cos\frac{\mathrm{d}\varphi}{2}\frac{\mathrm{d}s_1}{2}=0,$$

care prin reducere şi împărțirea la $d\varphi d\alpha$ conduce la forma:

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}\varphi}(MR_2\sin\varphi)-KR_1\cos\varphi-QR_1R_2\sin\varphi=0. \tag{1.12}$$

Ecuațiile (1.10), (1.11) şi (1.12) conțin cinci necunoscute *S, T, Q, M, K*. Rezultă că, în general, ecuațiile stabilite (în număr de trei) nu sunt suficiente pentru a determina necunoscutele în funcție de încărcările exterioare *X* şi *Z* şi de elementele geometrice $R_1(\varphi)$ şi $R_2(\varphi)$ ale învelişului.

1.5. Teoria de membrană (fără moment)

Se presupune că învelişul nu este solicitat de momente: $M = 0$, $K = 0$. Din ecuația (1.12) rezultă $Q = 0$, ceea ce înseamnă că pe grosimea învelişului tensiunile nu variază, iar sistemul celor trei ecuații va avea forma din relația (1.13).

$$\frac{T}{R_2} + \frac{S}{R_1} = -Z$$
$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}\varphi}\left(SR_2 \sin\varphi\right) - TR_1 \cos\varphi + XR_1R_2 \sin\varphi = 0 \qquad (1.13)$$

Acesta reprezintă sistemul de ecuații de echilibru corespunzător teoriei fără moment a învelişurilor de revoluție, a "învelişurilor fără moment" sau a "învelişurilor membrană".

Dacă din prima ecuație a sistemului (1.13) se scoate valoarea lui T şi se înlocuieşte în a doua ecuație a sistemului se obține:

$$TR_1 = -\left(SR_2 + ZR_1R_2\right);$$

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}\varphi}\left(SR_2 \sin\varphi\right) + SR_2 \cos\varphi + ZR_1R_2 \cos\varphi + XR_1R_2 \sin\varphi = 0,$$

sau:

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}\varphi}\left(SR_2 \sin\varphi\right) + SR_2 \cos\varphi + R_1R_2\left(X \sin\varphi + Z \cos\varphi\right) = 0. \qquad (1.14)$$

După înmulțirea ecuației (1.14) cu $\sin\varphi$ şi integrarea ei se obține:

$$SR_2 \sin^2\varphi + \int R_1R_2\left(X \sin\varphi + Z \cos\varphi\right)\sin\varphi \mathrm{d}\varphi = C \qquad (1.15)$$

unde C este o constantă de integrare care depinde de încărcarea ce acționează pe învelişul liber al structurii de tip înveliş de revoluție.

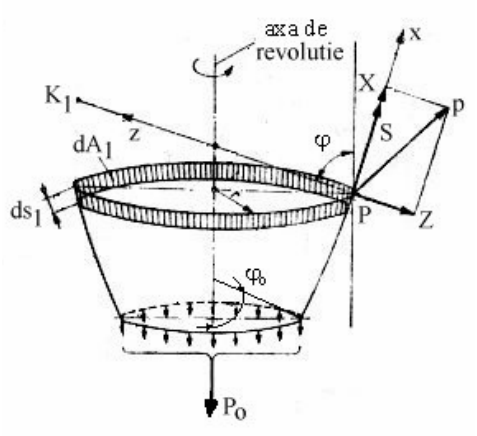


Fig. 1.5

Ecuația (1.15) poate fi stabilită şi pe altă cale. Pentru aceasta, se consideră o zonă din suprafața mediană a unei structuri de tip înveliş, delimitată prin paralele corespunzătoare deschiderilor φ_0 şi φ (fig.1.5) pe al cărui contur liber acționează o serie de încărcări sau de tensiuni uniforme. Rezultanta P_0 a acestora din urmă este o forță axială, exprimată în newtoni. Asupra inelului elementar de lățime $\mathrm{d}s_1 = R_1\,\mathrm{d}\varphi$ şi de arie $\mathrm{d}A_1 = 2\pi r \mathrm{d}s_1 = 2\pi R_1R_2 \sin \mathrm{d}\varphi$, se presupune că acționează forțe exterioare a căror rezultantă "p", în N/mm^2 , dă

componentele axiale $X\,\mathrm{d}A_1 \sin\varphi$ şi $Z\,\mathrm{d}A_1 \cos\varphi$.

Rezultanta acestor componente va fi:

- pentru inelul elementar considerat:

$$(X\sin\varphi + Z\cos\varphi)dA_1 = 2\pi R_1 R_2\,(X\sin\varphi + Z\cos\varphi)\sin\varphi d\varphi,$$

- pentru zona considerată din suprafața mediană a structurii, numită zonă de înveliş:

$$\int_{\varphi_o}^{\varphi}(X\sin\varphi + Z\cos\varphi)\mathrm{d}A_1 = 2\pi\int_{\varphi_o}^{\varphi} R_1 R_2\,(X\sin\varphi + Z\cos\varphi)\sin\varphi\mathrm{d}\varphi.$$

Ecuația care redă condiția de echilibru a zonei de înveliş cu o axă paralelă cu axa de revoluție şi care trece prin punctul P este următoarea:

$$2\pi S R_2 \sin^2\varphi - P_0 + 2\pi\int_{\varphi_o}^{\varphi} R_1 R_2\,(X\sin\varphi + Z\cos\varphi)\sin\varphi\, d\varphi = 0\,.$$

de unde rezultă:

$$S R_2 \sin^2\varphi = \frac{P_0}{2\pi} - \int_{\varphi_o}^{\varphi} R_1 R_2\,(X\sin\varphi + Z\cos\varphi)\sin\varphi\,\mathrm{d}\varphi. \qquad (1.16)$$

Această ecuație este identică cu (1.15) pentru $C = P_o / 2\pi$. Ecuația (1.16) se cunoaşte sub denumirea de **ecuația de echilibru a zonei de înveliş**.

1.6. Aplicații ale teoriei fără moment

Dacă se ține cont de relația (1.16) sistemul de ecuații (1.13) devine:

$$\begin{aligned} &\frac{S}{R_1} + \frac{T}{R_2} = -Z\,; \\ &S R_2 \sin^2\varphi + \int_{\varphi_o}^{\varphi}(X\sin\varphi + Z\cos\varphi)\cdot R_1 R_2 \sin\varphi\,\mathrm{d}\varphi = \frac{P_o}{2\pi}. \end{aligned} \qquad (1.17)$$

Aceste ecuații reprezintă **ecuațiile fundamentale ale teoriei fără moment**. Dacă se determină încărcarea S din (1.16) se poate imediat evalua încărcarea T din prima ecuație a sistemului (1.17).

In continuare se vor particulariza aceste ecuații la diverse învelişuri.

1.6.1. Înveliş sferic

Se consideră o structură (manta) sferică închisă cu grosime de perete constantă

(s_0 = ct), care este solicitată la presiunea interioară uniformă "p" (fig.1.6). Datorită cunoscutei "simetrii sferice" prin care se caracterizează structura respectivă, rezultă:

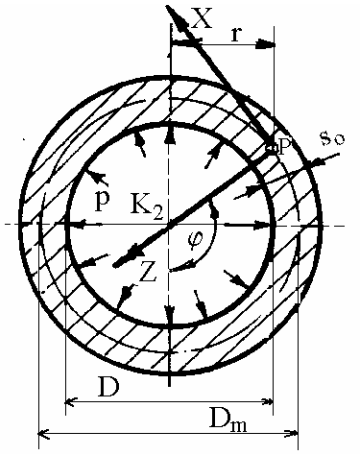


Fig. 1.6

$$R_1 = R_2 = R_\infty = ct; \qquad S = T. \qquad deci\ \sigma_1 = \sigma_2.$$

Având în vedere că pentru cazul considerat $X = 0$ şi $Z = -p$, prima ecuație a sistemului (1.17) devine:

$$S = T = \frac{p\,R_m}{2} = \frac{p\,D_m}{4}; \qquad \sigma_1 = \sigma_2 = \frac{p\,R_m}{2s_0} = \frac{p\,D_m}{4s_0}. \tag{1.18}$$

unde: $D_m = D + s_0$ – diametrul mediu al structurii considerate.

Dacă mantaua este executată în construcție sudată, atunci se calculează:

$$\sigma_{ech} = \sigma_{\max} = \frac{p\,D_m}{4s_0} \le \sigma_{as}.$$

Pentru dimensionare se determină grosimea peretelui, s_0:

$$s_0 \ge \frac{p\,D_m}{4\sigma_{as}} \qquad sau \qquad s_0 \ge \frac{pD}{4\sigma_{as} - p}. \tag{1.19}$$

1.6.2. Înveliş cilindric

Se consideră o structură cilindrică cu grosime de perete constantă (s_0 = ct), închisă la extremități cu funduri si solicitată la presiunea interioară uniformă "p" (fig.1.7).

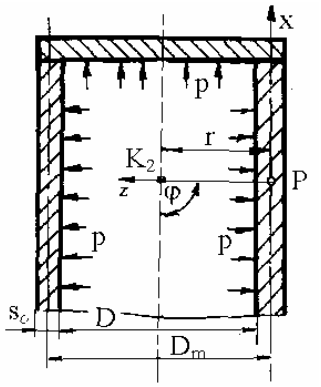


Fig. 1.7

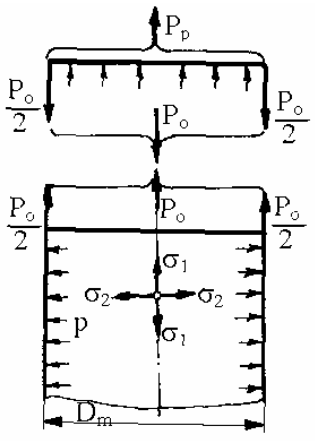


Fig. 1.8

Structura se caracterizează prin:

$$R_1 = \infty; R_2 = r = R_m = ct; \varphi = \pi / 2 = ct.$$

Având în vedere că $X = 0$ şi $Z = -p$ prima ecuație din relația (1.17) devine:

$$T = pR_m = \frac{p\,D_m}{2}; \qquad respectiv \qquad \sigma_2 = \frac{T}{s_0} = \frac{p\,D_m}{2s_0}. \tag{1.20}$$

Deoarece $s_0 << R_2 = R_m$, deci $s_0 << D_m$, se poate accepta $D = D_m - s_0 \approx D_m$, în care condiții, rezultanta P_0 a tensiunilor de contur, (fig.1.8) - distribuite uniform pe conturul liber al suprafeței mediane a structurii - este egală chiar cu presiunea rezultantă P_p, ce acționează asupra fundului sau capacului respectiv.

$$P_0 = P_p = \frac{\pi D^2}{4} p \approx \frac{\pi\, D_m^2}{4} p.$$

Din a doua ecuație a sistemului (1.17) se obține:

$$SR_2 = \frac{P_0}{2\pi} = \frac{\pi D_m^2\ p}{4 \cdot 2\pi},$$

de unde:

$$S = \frac{p\,R_m}{2} = \frac{p\,D_m}{4}; \qquad respectiv \qquad \sigma_1 = \frac{p\,D_m}{4s_0} \tag{1.21}$$

De remarcat că $T/S = \sigma_2 / \sigma_1 = 2$, ceea ce înseamnă că încărcările T şi tensiunile corespunzătoare σ_2 sunt duble față de S şi σ_1. Rezultă că în cazul presurizării interioare, secțiunea cea mai solicitată a tubulaturilor şi mantalelor cilindrice este cea longitudinală, direcția probabilei cedări tenace identificându-se în ansamblu cu generatoarea.

In aceste condiții se poate scrie:

$$\sigma_{ech} = \sigma_{\max} = \sigma_2 = \frac{p\,D_m}{2s_0} \le \sigma_{as}. \tag{1.22}$$

Pentru dimensionare se folosesc relațiile:

$$s_0 \ge \frac{p\,D_m}{2\sigma_{as}}, \qquad sau \qquad s_0 \ge \frac{pD}{2\sigma_{as} - p}. \tag{1.23}$$

1.6.3. Înveliş conic

Se consideră o structură tronconică cu grosimea de perete constantă (s_0 = ct), solicitată la presiunea interioară uniformă "p" (fig.1.9). Structura se caracterizează prin:

$$R_1 = \infty; \quad R_2 = xtg\alpha; \quad \varphi = \frac{\pi}{2} - \alpha = ct; \quad R_1\,\mathrm{d}\varphi = \mathrm{ds}_1 = \mathrm{dx}.$$

Deoarece $X = 0$ şi $Z = -p$ din (1.17) rezultă:

$$T = p\,x\,tg\alpha; \qquad \sigma_2 = \frac{p\,x\,tg\alpha}{s_0} = \frac{p\,x\,ctg\varphi}{s_0}. \tag{1.24}$$

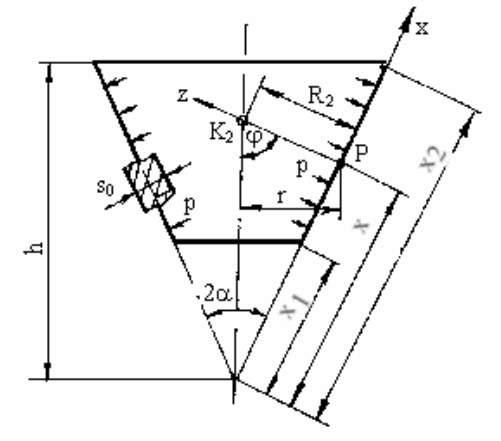


Fig. 1.9

Luând în considerație că unghiurile α şi φ sunt complementare şi operând schimbarea de variabilă ($\varphi_0 \to x_0$; $\varphi \to x$; $R_1 d\varphi \to dx$), din (1.17) se obține:

$$S = \frac{P_0}{\pi x \sin^2 x} + \frac{1}{2} px\,tg\alpha \cdot \left(1 - \frac{x_0^2}{x^2}\right). \tag{1.25}$$

Dacă se presupune că structura considerată este rezemată simplu pe conturul superior ($P_0 = 0$), şi închisă la vârf ($x_0 = x_1 = 0$) din relația (1.25) rezultă:

$$S = \frac{1}{2} p\,x\,tg\alpha, \tag{1.26}$$

ceea ce înseamnă că, pentru acest caz particular, $T = 2S$, respectiv $\sigma_2 = 2\ \sigma_1$, pentru orice valoarea $x \in [0, x_2]$.

Dacă structura este executată în construcție sudată, condiția de rezistență este:

$$\sigma_{\max} = \max \sigma_2 = \max\left(\frac{p\,x\,tg\alpha}{2s_0}\right) \le \sigma_{as}. \tag{1.27}$$

Pentru dimensionare se va folosi relația:

$$s_0 \ge \frac{p\,x\,tg\alpha}{2\sigma_{as}}\Big|_{x = x_{\max} = x_2}. \tag{1.28}$$

Pentru cazul general, tensiunea meridiană, obținută din (1.25) este:

$$\sigma_1 = \frac{P_0}{\pi s_0\, x \sin^2 x} + \frac{pxtg\alpha}{2s_0}\left[1-\left(\frac{x_0}{x}\right)^2\right]$$

ceea ce înseamnă că:

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_2}{2} + \frac{P_0}{\pi s_0\, x \sin^2 x} - \frac{p\, x_0^2\, tg\alpha}{2 s_0\, x} = \frac{\sigma_2}{2} + \sigma' \qquad (1.29)$$

Rezultă că relația (1.28) se poate utiliza numai dacă este îndeplinită următoarea condiție:

$$\sigma' = \frac{P_0}{\pi s_0\, x \sin^2 x} - \frac{p\, x_0^2\, tg\alpha}{2 s_0\, x} \le \frac{\sigma_2}{2} \qquad (1.30)$$

Neîndeplinirea condiției (1.30), corespunzătoare cazului $\sigma_1 > \sigma_2$ atrage după sine o altă formă a condiției de rezistență (1.27) şi anume:

$$\sigma_{max} = \max \sigma_1 \le \sigma_{as} \qquad (1.31)$$

1.7. Stabilitatea învelişurilor de revoluție

In practică se întâlnesc şi cazuri în care învelişurile sunt supuse unor sarcini care acționează din exterior. Astfel, de exemplu, un înveliş cilindric în jurul căruia circulă abur sub presiunea "p" (fig.1.10), este supus presiunii exterioare. Cazul cel mai defavorabil este atunci când interiorul cilindrului se află sub vid sau când presiunea din interiorul recipientului este egală cu cea atmosferică, însă spațiul de încălzire se află sub presiune.

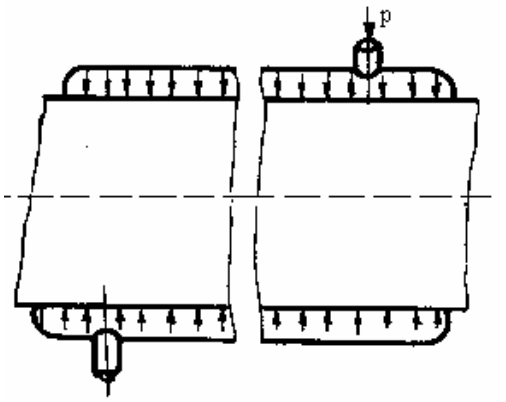


Fig 1.10

In cazurile considerate, în înveliş iau naştere tensiuni de compresiune.

Experimental s-a constatat că dacă presiunea exterioară creşte continuu, la un moment dat învelişul îşi poate pierde forma inițială : secțiunea circulară se deformează brusc şi prezintă după deformare, două sau mai multe ondulații (fig.1.11), cu toate că solicitările rămân în domeniul elastic. Dacă presiunea este îndepărtată după producerea deformației, se constată că secțiunea nu revine la forma ei inițială. Se spune că **învelişul şi-a pierdut stabilitatea**. Presiunea la care se manifestă fenomenul de pierdere a stabilității se numeşte **presiune critică**. Pierderea stabilității

corespunde unui salt calitativ: de la starea de tensiuni fără moment (starea de membrană) la starea în care apar şi momente şi în care deplasările punctelor suprafeţei mediane nu mai sunt mici.

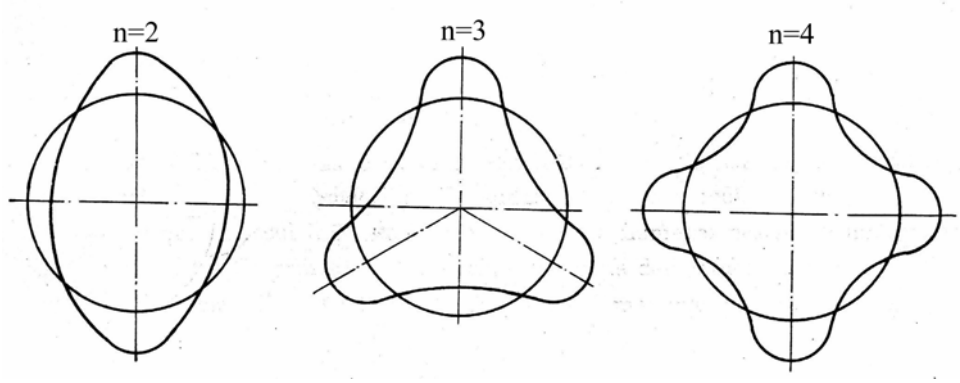


Fig. 1.11

Deşi încărcarea este axial simetrică, deformaţiile şi tensiunile nu mai sunt repartizate axial simetric. Aceasta face ca premisa privind lipsa tensiunilor tangenţiale şi a momentelor să nu mai fie valabilă pentru starea deformată.

Fenomenul de pierdere a stabilităţii are caracter de probabilitate.

Pentru a evita acest fenomen este necesar a se cunoaşte valoarea presiunii critice. Calculul presiunii critice se poate efectua pe două căi: pornind de la ecuaţii de echilibru sau utilizând metoda energetică. In primul caz soluţiile ecuaţiilor diferenţiale de echilibru - stabilitate cu luarea în consideraţie a tuturor condiţiilor la limită - sunt posibile numai la anumite valori ale sarcinii şi anume la sarcina critică. Cele mai mici dintre aceste valori reprezintă încărcările căutate, ce duc la pierderea stabilităţii.

In al doilea caz se porneşte de la energia totală a învelişului.

2. ELEMENTE GENERALE PRIVIND RECIPIENTELE CU PERETE SUBȚIRE

2.1. Generalități

In funcție de cerințele tehnologice recipientele pot funcționa sub presiune, la presiune atmosferică sau sub vid.

Recipientele pot fi stabile (fixe) sau transportabile (butelii). Recipientele stabile sunt fixate pe fundații sau alte reazeme fixe. Se asimilează cu recipientele stabile şi recipientele fixate pe platforme deplasabile sau pe sisteme mobile proprii. Proiectarea, construcția, exploatarea, repararea şi verificarea recipientelor care lucrează la presiuni mai mari decât 0,07 MPa sunt supuse unor instrucțiuni obligatorii cuprinse în prescripțiile tehnice C4-83 şi se află sub controlul Inspectoratului de Stat pentru Cazane, Recipiente sub presiune şi Instalații de Ridicat (ISCIR).

In recipientele propriu-zise au loc fie operații fizice (amestecare, transfer termic sau transfer de substanță, separarea amestecurilor în fazele componente etc.), fie operații fizice însoțite sau urmate de reacții chimice. In acest al doilea caz utilajul este denumit şi reactor chimic.

In general, recipientele lucrează nu numai la presiuni foarte diferite ci şi la temperaturi foarte variate, de la temperaturi foarte scăzute (recipiente pentru depozitarea şi transportul gazelor lichefiate) până la temperaturi ridicate. In numeroase cazuri, acestea lucrează şi în condiții de coroziune.

2.2. Tipuri constructive

2.2.1. Rezervoare

Rezervoarele servesc la depozitarea temporară a substanțelor solide, lichide sau gazoase şi funcționează la presiune atmosferică. Ele au grosimea peretelui relativ mică.

După formă ele pot fi:

a) *Rezervoare cilindrice verticale*, utilizate pentru depozitarea produselor petroliere, a unor substanțe în industria anorganică etc. Ele se execută pentru diferite capacități, cu manta simplă sau dublă şi izolate, în general, termic. Aceste rezervoare se execută din virole care în funcție de înălțime pot avea aceeaşi grosime (până la 1000 m^3) sau grosimi diferite (în acest caz grosimea virolei creşte spre bază).

b) *Rezervoare cilindrice orizontale* executate din virole care se rigidizează la interior cu inele şi traverse. Aceste rezervoare se reazemă pe două sau mai multe reazeme tip şa.

c) *Rezervoare sferice.* Se utilizează îndeosebi pentru volume de depozitare foarte mari şi sunt cele mai avantajoase din punct de vedere economic. Sunt întrebuințate pentru depozitarea gazelor petroliere lichefiate sau a gazelor naturale lichefiate (amoniac, azot, hidrogen, oxigen, heliu, bioxid de carbon etc.).

d.) *Rezervoare paralelipipedice.* Sunt rar întâlnite, de exemplu, la unele uscătoare, la filtre cu saci, la unele răcitoare etc. Aceste rezervoare se construiesc relativ uşor, însă sunt dezavantajoase deoarece duc la un consum de metal de 3 …5 ori mai mare decât pentru un rezervor cilindric cu acelaşi volum interior.

2.2.2. Recipiente sub presiune

Prin "recipient sub presiune" se înțelege orice înveliş metalic care poate conține un fluid (abur, apă fierbinte la peste 100^{o}C, vapori, gaze diferite) la o presiune mai mare decât presiunea atmosferică, în condiții sigure de rezistență şi etanşeitate.

Recipientele sub presiune pot fi împărțite în recipiente cu perete subțire şi recipiente cu perete gros, după cum valoarea raportului:

$$\beta = \frac{D_e}{D} \qquad (2.1)$$

este mai mică respectiv mai mare decât 1,2

unde: D_e - diametrul exterior al recipientului;

D - diametrul interior.

In funcție de materialul din care se execută recipientele sub presiune pot fi:

a) *Recipiente din oțel laminat;*

Se construiesc în marea majoritate a cazurilor din laminate din oțel carbon sau oțel aliat.

b) *recipiente turnate din fontă şi oțel;*

La acestea se recurge numai în cazuri tehnice justificate. Grosimea peretelui recipientului este determinată în acest caz nu numai de condițiile de exploatare, ci şi de

posibilitatea obținerii lui prin turnare.

c) *recipiente din metale neferoase;*

Atunci când condițiile de coroziune o impun, se utilizează, pentru construcția recipientelor sau a unor componente ale acestora, laminate din materiale neferoase, ca: aluminiu, cupru, nichel, titan etc.

d) *recipiente din materiale nemetalice.*

Se folosesc materiale nemetalice anorganice sau organice.

Din prima categorie se utilizează sticla, gresia şi porțelanul care constituie elemente de rezistență stabile la coroziune.

Din categoria materialelor nemetalice organice se utilizează termoplastele şi duroplastele.

După forma lor recipientele sub presiune pot fi: cilindrice, tronconice sau sferice

Un *recipient cilindric* (fig. 2.1) se compune din virolele cilindrice 1 şi 3, fundul 4, capacul 5 şi racordurile 7-10. In general, capacul este demontabil; în acest scop recipientul este prevăzut cu o asamblare cu flanşe, 6. Atât fundul 4 cât şi capacul 5 sunt bombate. In figură s-a reprezentat şi amplasarea cordoanelor de sudură, inelare şi meridionale, pe elementele componente ale recipientului.

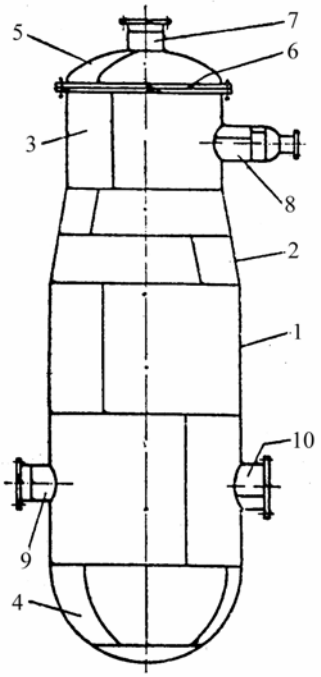


Fig. 2.1

La diametre mari, construcția cu capac demontabil devine greoaie, mai dificilă în ceea ce privește execuția şi montajul şi, prin aceasta, mai scumpă. In aceste cazuri se preferă construcția cu capac nedemontabil, sudat de corp, prevăzută cu gură de vizitare potrivit prescripțiilor ISCIR. La recipientele cu diametru peste 800 mm, accesul la interior trebuie asigurat fie prin construcția demontabilă a capacului, fie prin gură de vizitare. Recipientele cu diametru mai mic se prevăd, în mod obligatoriu, cu guri de curățire.

La *recipientele tronconice* corpul se execută cu respectarea indicațiilor date la virolele cilindrice.

La *recipientele sferice* corpul, capacul şi fundul semisferic se pot obține prin diverse procedee tehnologice cum ar fi, de exemplu, prin sudare din segmente ambutisate

şi o rozetă centrală (fig. 2.2). Grosimea peretelui este, în general, mai mare în zona rezemării, datorită solicitării locale, suplimentare. Construcția unui astfel de recipient impune respectarea unor condiții specifice. Dintre acestea se menționează:

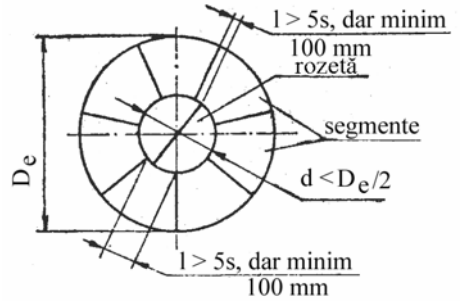


Fig. 2.2

- îmbinările sudate se amplasează pe meridiane şi cercuri paralele;

- numărul de segmente să fie impar (pentru a nu fi slăbit prin sudură acelaşi meridian pe ambele părți ale axei de simetrie) şi astfel ales încât distanța dintre axele a două cusături meridionale succesive, pe conturul rozetei, să fie $l > 5s$, însă cel puțin 100 mm;

- diametrul rozetei centrale $d < 0{,}5\, D_e$.

2.2.3. Aparate de tip coloană

Conceptul de aparat tip coloană, în general este asociat cu cel de proces de transfer de substanță sau de masă (absorbție, desorbție, chemosorbție, adsorbție, rectificare etc.). Din punct de vedere constructiv aparatele de tip coloană se caracterizează printr-un raport relativ mare între înălțimea coloanei H şi diametrul său interior , D_i.

Se consideră ca fiind aparate de tip coloană, toate aparatele tehnologice cilindrice verticale care îndeplinesc una din condițiile:

$$\frac{H_t}{D_{i,ech}} > 5 \quad \text{dacă} \quad H_t \le 10m \quad \text{sau pentru orice raport} \quad \frac{H_t}{D_{i,ech}}, \text{ dacă } H_t > 10 \text{ m},$$

unde:

H_t - înălțimea totală a aparatului, în mm;

$D_{i,ech}$ - diametrul interior tehnologic al aparatului, în mm.

Aparatele de tip coloană se compun din corp şi amenajările (echipamentele) interioare şi /sau exterioare corespunzătoare având în general forma cilindrică.

Amenajările interioare au forme şi funcții diverse în funcție de tipul procesului tehnologic. Amenajările exterioare (scări, platforme, podeste, dispozitive de ridicare etc.) permit executarea operațiilor de exploatare şi întreținere curentă, montare sau demontare, supraveghere tehnică, în condiții sigure de securitate şi protecția muncii.

In fig. 2.3 se prezintă un aparat tip coloană, pentru operații de transfer de substanță gaz-solid.

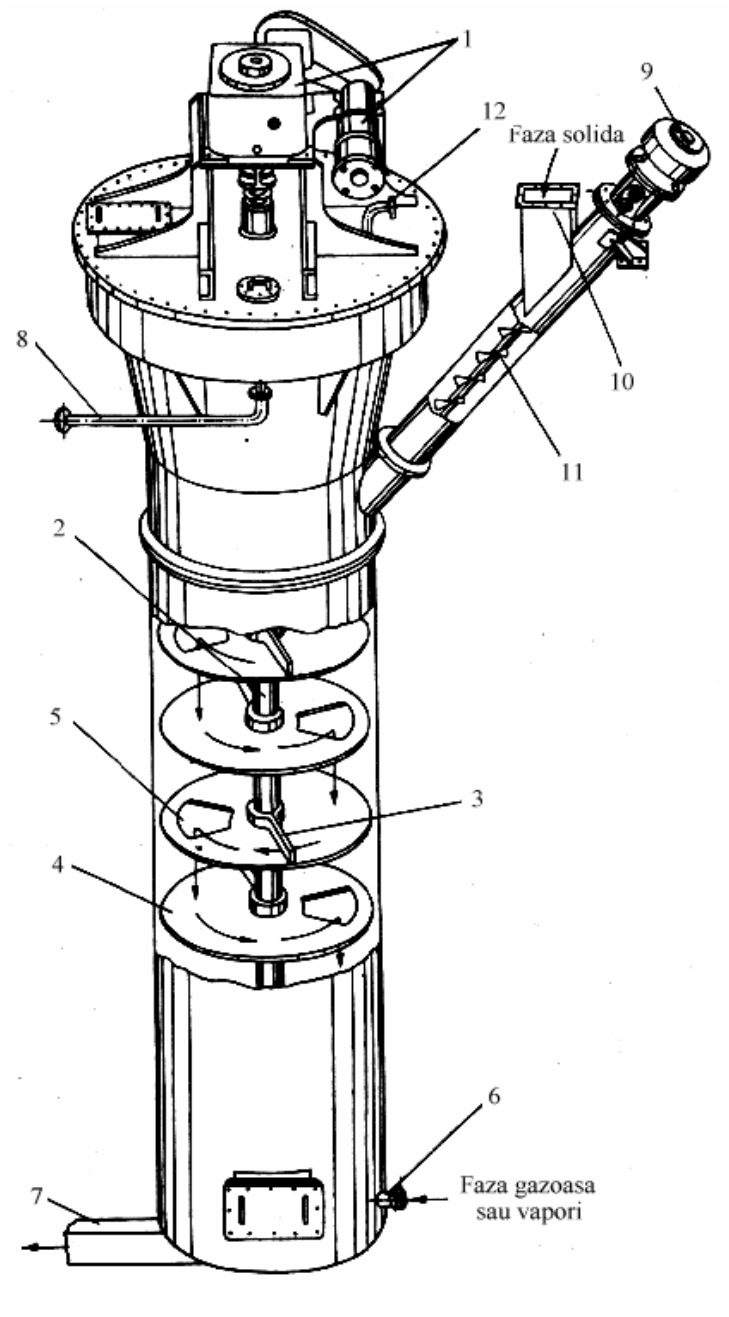


Fig. 2.3
1- grup acționare motor-reductor; 2- arbore; 3- palete racloare; 4-talere;
5- deschideri; 6, 8, 12- racorduri; 7- jgheab; 9- capac; 10- jgheab;
11-șnec

2.3. Definiții şi prescripții generale pentru proiectare

2.3.1. Definiții

a) Temperatura maximă de lucru, t_a [^oC], a unui recipient (compartiment) este temperatura cea mai ridicată a peretelui metalic care poate fi atinsă în timpul exploatării normale a recipientului, când acesta este supus presiunii maxime admisibile de lucru;

b) Temperatura minimă admisibilă de lucru, t_m [^oC], a unui recipient (compartiment) este temperatura cea mai scăzută care poate fi atinsă de peretele metalic al recipientului în timpul exploatării normale. Dacă elementele componente ale recipientului, supus presiunii, au temperaturi minime admisibile diferite, temperatura minimă admisibilă de lucru a recipientului nu va fi mai scăzută decât cea mai ridicată dintre aceste temperaturi;

c) Temperatura de calcul a unui element de recipient, t_c [^oC], este temperatura peretelui metalic al acestuia în condițiile cele mai severe de solicitare, datorită temperaturii şi presiunii fluidului, care pot apărea în exploatarea normală;

d) Presiunea maximă admisibilă de lucru a unui recipient (compartiment), p_m [MPa], este presiunea maximă de lucru la partea superioară a acestuia, aşezat în poziție normală de funcționare, considerată pentru condițiile cele mai severe de solicitare şi este de regulă, egală cu presiunea de calcul a recipientului. Față de această presiune se reglează dispozitivele de siguranță;

e) Presiunea de calcul a unui recipient, p_c [MPa], este presiunea folosită în calculul de determinare a grosimii de rezistență. In calculul de verificare ea este presiunea la care poate fi supus elementul de recipient fără depăşirea solicitării admisibile la temperatura de calcul;

f) Presiunea de lucru sau de regim, p_r [MPa], este presiunea fluidului la partea cea mai de sus a recipientului, în exploatare normală. Ea nu poate depăşi p_m şi trebuie să fie suficient de coborâtă față de presiunea de reglare a dispozitivelor de siguranță

g) Presiunea hidrostatică într-un anumit punct, p_h [MPa], este presiunea datorată coloanei de lichid aflată deasupra punctului considerat.

$$p_h = 10^{-6}\,\rho g h \qquad [MPa] \tag{2.2}$$

unde:

ρ - densitatea lichidului, în Kg/m^3;

g = 9,81 - accelerația gravitațională, în m/s^2;

h - înălțimea coloanei de lichid, aflată deasupra punctului considerat, în m;

h) Presiunea de încercare hidraulică a unui recipient , p_h [MPa], se calculează

cu relația:

$$p_{ph} = 1{,}25\, p_c \cdot \frac{f_{ap}}{f_a} \qquad [MPa] \tag{2.3}$$

unde:

p_c - presiunea de calcul, în MPa;

f_{ap} - tensiunea admisibilă la care are loc încercarea, în MPa;

f_a - tensiunea admisibilă a elementului determinat pentru p_c, la temperatura de calcul, în MPa.

i) Presiunea de încercare pneumatică, p_{pp} [MPa], se calculează cu relația:

$$p_{pp} = 1{,}1\, p_c \cdot \frac{f_{ap}}{f_a} \qquad [MPa] \tag{2.4}$$

j) Grosimea de rezistență, s_o, este grosimea elementului de recipient așa cum rezultă ea conform calculelor de rezistență, fără nici un fel de adaos;

k) Grosimea de proiectare, s_p, se determină cu formula:

$$s_p = s_0 + c_1 + c_{r1} \qquad [mm] \tag{2.5}$$

unde: c_1 - adaos pentru condițiile de exploatare (relația 2.9), în mm;

c_{r1} - adaos de rotunjire ce ține seama de abaterea negativă a grosimii tablei, în mm;

Adaosul c_{r1} ține cont de valoarea grosimii standardizate imediat superioare a semifabricatului şi de abaterea negativă la grosime.

2.3.2. Baza de stabilire a tensiunilor admisibile

Pentru oțeluri se definesc, după caz, două tensiuni admisibile şi anume:

- *Tensiunea admisibilă* f_{a1}, corespunde caracteristicilor determinate pe baza încercărilor de scurtă durată ale materialului şi are valoarea cea mai mică rezultată din relația: Pentru oțeluri se definesc, după caz, două tensiuni admisibile şi anume:

$$f_{a1} = \min\left(\frac{R_c^t \quad sau \quad R_{0,2}^t}{c_{s1}}; \frac{R^{20}}{c_{s2}} \right) \qquad [MPa] \tag{2.6}$$

unde:

R^t_c - limita de curgere la temperatura de calcul, în MPa;

$R^t_{0,2}$ - limita de curgere convențională la temperatura de calcul, în MPa;

R^{20} - rezistența de rupere la tracțiune la temperatura de 20°C, în MPa;

c_{s1}=1,5 şi c_{s2}=2.4 - coeficienți de siguranță, pentru oțeluri (cu excepția celor turnate);

- *Tensiunea admisibilă* f_{a2}, corespunde caracteristicilor determinate pe baza încercărilor de lungă durată ale materialului şi are valoarea cea mai mică rezultată din relația:

$$f_{a2} = \min\left[\frac{R_m^t / 100.000}{c_{f1}}; \frac{R_1^t / 100.000}{c_{f2}}\right] \quad [MPa] \tag{2.7}$$

unde:

R_1^t /100.000 - limita tehnică de fluaj la temperatura de calcul, în MPa;

R_m^t /100.000 - rezistența tehnică de durată la temperatura de calcul, în MPa;

c_{f1}, c_{f2} - coeficienți de siguranță. Pentru oțel c_{f1}=1,5; c_{f2}=1.

Pentru cupru, aluminiu şi aliajele fiecăruia, tensiunile admisibile f_a se determină pe baza relației:

$$f_a = \frac{R^t}{c_{s3}} \quad [MPa] \tag{2.8}$$

unde: R^t - rezistența de rupere la tracțiune la temperatura de calcul, în MPa;

c_{s3} = 3,5 - coeficient de siguranță.

2.3.3. Coeficientul de rezistență al îmbinărilor sudate, z

Valorile coeficientului de rezistență al îmbinărilor sudate, *z*, se dau în tabelul 2.1.

Tabelul 2.1

Nr. crt	Tipul îmbinării sudate	Volumul examinării		
		Total	Parțial	Fără
1.	Îmbinări cap la cap executate automat prin orice procedeu de sudare cu arc electric sau gaze, pe ambele fețe sau pe o singură față cu completare la rădăcină.	1	0,9	0,8
2.	Idem nr.crt.1, însă executate manual.	0,95	0,85	0,7
3.	Îmbinări cap la cap executate prin orice procedeu de sudare cu arc electric sau gaze, numai pe o față, fără inel sau placă suport la rădăcină.	-	-	0,6
4.	Idem nr.crt.3, cu inel sau placă suport la rădăcină.	0,9	0,8	0,7

2.3.4. Aprecierea cantitativă a rezistenței metalelor la coroziune

Coroziunea reprezintă fenomenul de distrugere parțială sau totală a materialelor în general şi a metalelor în special, în urma unor reacții chimice sau electrochimice, care au loc prin interacțiunea lor cu mediul înconjurător.

Aprecierea cantitativă a efectelor coroziunii, în cazul coroziunii uniforme, se face cu ajutorul indicatorului de adâncime, care arată viteza de micşorare a grosimii materialului (mm/an). Indicatorul de adâncime se calculează pe baza determinării pierderilor de greutate a unor epruvete, supuse coroziunii în condiții determinate.

Se consideră că în mod normal, valoarea indicatorului de adâncime nu trebuie să depăşească 0,1 mm/an. Pierderea de grosime datorită coroziunii, pe durata de serviciu, este:

$$c_1 = (\Delta s_p)_{cor} = v_c \cdot a \qquad [mm] \tag{2.9}$$

unde:

v_c - viteza de coroziune, în mm/an;

a - durata de serviciu a utilajului, în ani .

Grosimea inițială a materialului fiind s_p , considerentele de rezistență impun ca, la sfârşitul duratei de serviciu a utilajului, să fie încă îndeplinită condiția:

$$s_p - c_1 \geq s_0 \tag{2.10}$$

unde: s_0 - grosimea teoretică, determinată din condițiile de rezistență mecanică.

In cazul coroziunii locale, indicatorul mediu de adâncime nu caracterizează în măsură suficientă procesul care are loc: slăbirea locală a materialului depăşeşte cu mult valoarea ce rezultă din pierderea medie de greutate. Apare deci necesar să se măsoare pierderea efectivă de grosime.

3. MATERIALE UTILIZATE ÎN APARATURA DE PROCES

3.1. Considerații generale

Materialele întrebuințate în construcția utilajelor în general şi a recipientelor cu perete subțire, în special, trebuie să satisfacă cerințele tehnice şi cele ale tehnologiei de execuție (de rezistență mecanică, rezistență la coroziune, sudabilitate etc.) ca şi cele economice. De fiecare dată, trebuie ales şi prescris materialul corespunzător condițiilor date de funcționare.

Recipientele sub presiune, executate din laminate de oțel carbon şi aliat, reprezintă ca număr, actualmente, categoria cea mai răspândită de utilaje în liniile de fabricație ale industriilor chimice şi alimentare.

Pe lângă materialele metalice feroase şi neferoase, se introduc în uz şi materialele plastice ca materiale de rezistență şi pentru căptuşiri protectoare împotriva coroziunii.

3.2. Materiale metalice feroase

3.2.1 Oțeluri carbon de uz general pentru construcții (STAS 500/1-89)

Sunt oțeluri nealiate care conțin carbon până la 0,6 %, sau sunt slab aliate cu mangan, marca OL44, respectiv cu mangan, siliciu şi vanadiu, marca OL52. Se prezintă sub formă de laminate şi trase în bare, benzi, sârme, table, țevi, profile sau forjate în bare. Sunt utilizate fără tratamente termice, eventual normalizate, în construcții metalice şi în construcții mecanice, pentru organe de maşini de mică importanță, slab solicitate. Domeniul de temperaturi este cuprins între -40^0C şi 300^0C. Se împart în două grupe:

a) oțeluri de uz general, pentru construcții cu 10 mărci;

b) oțeluri de uz general, pentru construcții rezistente la coroziunea atmosferică cu două mărci RCA37 şi RCB52. Aceste oțeluri, numite şi patinabile, se caracterizează prin rezistență la coroziune atmosferică, datorită prezenței unor elemente de aliere (cupru,

crom, siliciu, aluminiu) care au rolul de a asigura formarea unui strat protector de oxizi la suprafața pieselor.

Informativ, limita de curgere la temperaturi ridicate pentru oțelurile de uz general este dată în tabelul 3.1.

Tabelul 3.1

Marca	Limita de curgere, N/mm^2, la temperatura ^{0}C					
	100	150	200	250	300	350
OL 32	155	150	140	125	120	98
OL 34	167	157	146	135	125	115
OL 37	216	205	195	175	150	135
OL 42	225	215	200	185	165	145
OL 50	260	225	210	195	175	155
OL 60	300	240	220	200	185	165
OL 70	325	300	280	260	230	200

Principalele caracteristici mecanice sunt prezentate în tabelul 3.2.

Tabelul 3.2

Marca oțelului	Clasa de calitate	Produse cu grosimea sau diametrul a, mm				
		a ≤ 16	16< a ≤40	40<a≤100	a≤100	A5% $l_0=5{,}65\sqrt{S_0}$ (min.)
		$R_{p\,o,2}$ N/mm^2, (min.)			R_m N/mm^2	
OL 30	1	-	-	-	min. 310	20
OL 32	1; 1a; 1b	180	170	160	310-390	33
OL 34	1; 1a; 1b;	210	200	190	330-410	31
OL 37	1; 1a; 1b; 2	240	230	210	360-440	25
	3; 4	240	230	210	360-440	26
OL 42	1; 1a; 1b; 2	260	250	230	410-490	22
	3	260	250	230	410-490	23
OL 44	2	280	270	250	430-540	22
	3; 4	280	270	250	430-540	25
OL 52	2	350	340	330	510-630	21
	3; 4	350	340	330	510-630	22
OL 50	1; 1a; 1b	290	280	270	490-610	21
OL 60	1; 1a; 1b	330	320	310	590-710	16
OL 70	1; 1a; 1b	360	350	340	min. 690	11
RCA 37	1; 1a; 1b; 2	240	-		360-440	25
	3	240	-		360-440	26
RCB 52	2	350	-		510-610	21
	3; 4	350	-		510-610	22

Tablele din oţel carbon şi slab aliat reprezintă materialul de cea mai largă întrebuinţare în construcţia recipientelor sub presiune şi vor corespunde prevederilor din STAS 500/1,2,3-89, STAS 2883/1,2,3-88 şi STAS 11501-80 cu următoarele precizări:

a) marca de oţel OL 30 STAS 500/2-80 nu este admisă pentru executarea elementelor sub presiune ale recipientelor;

b) mărcile de oţel OL 50, OL 60 şi Ol 70 STAS 500/2-80 nu sunt admise la executarea prin sudare a elementelor sub presiune ale recipientelor;

c) mărcile de oţel OL 32, OL 34, OL 37 şi OL 42 STAS 500/2-80 necalmate pot fi utilizate la executarea elementelor sub presiune ale recipientelor cu grosimea de maxim 16 mm şi temperatura peretelui de (15^o ....380)^{o}C;

d) tablele din oţel OL 37, OL 42, OL 44 şi OL 52 din clasele de calitate 2,3 şi 4, STAS 500/2-80 pot fi utilizate numai dacă recipientul îndeplineşte următoarele condiţii:

- recipientul nu conţine substanţe letale sau explozive;

- recipientul nu conţine substanţe toxice, inflamabile sau substanţe care pot provoca coroziune fisurată;

- produsul $D\ p_m \leq 200$ (D - diametrul interior al recipientului în cm, iar p_m – presiunea medie, în MPa).

Laminatele executate din oţel de uz general, STAS 500/3-80, sunt destinate pentru construcţii rezistenţe la coroziune atmosferică, datorită prezenţei unor elemente de aliere cu conţinuturi garantate care favorizează formarea în timp a unui strat aderent de oxizi cu acţiune protectoare.

Posibilitatea reducerii grosimilor de tablă ce se prescriu de proiectant, pentru recipientele supuse presiunii interioare, depinde de caracteristicile mecanice ale materialului. Pe această linie se ajunge la oţeluri carbon de înaltă rezistenţă, cu conţinut redus de carbon, slab aliate (unele dintre ele microaliate cu B, Zr ş. a.).

Oţelurile slab aliate nu diferă, din punctul de vedere al rezistenţei la coroziune în medii chimice, de oţelurile carbon.

3.2.2. Oţeluri destinate tablelor pentru cazane şi recipiente sub presiune

Această categorie cuprinde mărcile de oţel realizate în conformitate cu exigenţele tehnice specifice cazanelor şi recipientelor sub presiune impuse de ISCIR. Nivelul ridicat al energiei totale de deformare acumulată într-un înveliş sub presiune justifică controlul atent, produs cu produs, al compoziţiei chimice, al caracteristicilor mecanice şi tehnologice ca şi verificarea defectelor interne şi de suprafaţă, pentru încadrarea în anumite dimensiuni limită admise pe produsul finit.

Mărcile de oțel pentru cazane şi recipiente sub presiune, sunt oțeluri carbon notate cu litera R (pentru temperatura ambiantă şi scăzută – STAS 2883/2-88) sau K (pentru temperaturi ambiante şi ridicate – STAS 2883/3-88), urmate de un număr care indică valoarea minimă a rezistenței la rupere la tracțiune, exprimată în N/mm^2, clasa de calitate şi numărul standardului. În aceleaşi standarde sunt cuprinse şi o serie de oțeluri slab aliate a căror simbolizare şi notare se face conform regulilor aplicate acestor oțeluri.

3.2.2.1. Oțelurile destinate tablelor de recipiente sub presiune pentru temperatura ambiantă şi scăzută (STAS 2883/2-88***)*** se livrează funcție de calitate. Ele sunt oțeluri carbon-mangan din grupa oțelurilor cu granulație fină precum şi oțeluri aliate cu nichel.

Caracteristicile mecanice şi tehnologice garantate pe produs, determinate în condițiile atmosferei ambiante de încercare conform STAS 6300-81, sunt date în tabelul 3.3

Tabelul 3.3

Marca oțelu-lui	Limita de curgere $R_{p0,2}$, MPa, min. pentru table cu grosimea a, mm			Rezistența la rupere, R_m, MPa pentru table cu grosimea a, mm	Alungirea la rupere A_5, min. pentru table cu grosimea a, mm	Îndoirea la rece, la 180^o(pe dorn cu diametrul d, pentru table cu grosimea, a, mm	
	≤ 16	>16 ≤40	> 40 ≤60	≤100	> 8 … ≤ 25	≤16	> 16
R360	235	225	205	360-440	24	1.a	1,5.a
R430	285	275	255	430-540	23	2.a	2,5.a
R510	350	340	330	510-610	22	2,5.a	3.a

Valorile limitei de curgere pentru temperaturi ce depăşesc 100^0C, pentru table cu grosimi până la 60 mm, sunt indicate în tabelul 3.4.

Tabelul 3.4

Marca oțelului	Temperatura, ^{o}C						
	100	150	200	250	300	350	400
	Limita de curgere convențională, $R_{p0,2}$, N/mm^2, min						
R 360	205	185	175	155	135	120	100
R 430	245	225	205	185	155	135	120
R 510	295	275	255	235	215	195	165

3.2.2.2. Oţelurile destinate tablelor de cazane şi recipiente sub presiune pentru temperaturi ambiante şi ridicate (STAS 2883/3-88) sunt oţeluri carbon, carbon-mangan sau oţeluri aliate în diferite proporţii cu crom, molibden şi alte elemente (vanadiu, wolfram etc.), cu garanţii privind valorile caracteristicilor mecanice într-un interval larg de temperaturi (-20 ^{0}C…+640 ^{0}C). De asemenea, unele mărci de oţel din această categorie sunt recomandate pentru utilizare în medii cu hidrogen.

Din aceste oţeluri se obţin produsele plate şi tubulare livrate în stare normalizată şi revenită.

Grosimile de livrare a tablelor sunt prevăzute în tabelul 3.5.

Tabelul 3.5

Marca	Grosimi de livrare, mm
K 410; K460; K510; 16Mo3; 14MoCr10	4…100
16Mo5	4…60
12MoCr22; 12MoCr50; 12VmoCr10	4…75

In tabelul 3.6 se prezintă principalele caracteristici mecanice, iar în tabelul 3.7 valorile limitei de curgere pentru temperaturi ce depăşesc 100^{0}C, pentru table cu grosimi până la 60 mm.

.Tabelul 3.6

Marca oţelului	R_e,$R_{p0,2}$ sau R_{eH}, N/mm^2, min, Pentru table groase a, mm				R_m, N/mm^2, grosimea tablei, a, mm		A_5 % , grosimea tablei a, mm	
	a ≤ 16	16< a ≤ 40	40<a ≤ 60	60<a ≤ 100	a ≤ 60	60<a ≤ 100	a ≤ 60	60<a ≤ 100
K410	265	255	245	215	410-530	410-530	22	21
K460	290	285	280	255	460-580	450-570	21	20
K510	355	345	335	315	510-650	490-630	20	20
16Mo3	275	270	260	240	440-590	430-580	20	19
16Mo5	275	265	255	235	440-540	440-540	18	18
14MoCr10	300	295	295	275	440-590	430-580	20	19
12MoCr22	310	300	290	270	480-630	430-630	18	17
12MoCr50	310	310	310	310	515-690	515-690	17	12
12VMoCr10	225	225	225	225	470-640	470-640	21	21

Tabelul 3.7

Marca oțelului	Grosimea tablei a, mm	Temperatura, ^oC						
		200	250	300	350	400	450	500
		$R_{p0,2}$, N/mm^2 , min.						
K410	a ≤ 60	205	285	155	140	130	125	-
	60 <a ≤ 100	195	175	145	135	125	120	-
K460	a ≤ 60	245	225	205	175	155	135	-
	60 <a ≤ 100	230	210	190	165	135	115	-
K510	a ≤ 60	265	245	225	205	175	155	-
	60 < a ≤ 100	250	230	210	190	165	145	-
16Mo3	a ≤ 10	240	220	195	186	175	170	165
	16 < a ≤ 40	225	205	180	170	160	155	150
	40 < a ≤ 60	210	195	170	160	150	145	140
	60 <a ≤ 100	200	185	167	155	145	140	135
16Mo5	a ≤ 60	245	226	196	177	167	157	137
14MoCr10	a ≤ 10	255	245	230	215	205	195	190
	10 < a ≤ 40	240	230	215	200	190	180	175
	40 < a ≤ 60	230	220	205	190	180	170	165
	60 < a ≤ 100	220	210	195	185	175	165	160
12MoCr22	a ≤ 40	245	240	230	215	205	195	185
	40 < a ≤ 60	235	230	220	205	195	185	175
	60 < a ≤ 75	225	220	210	195	185	175	165
12MoCr50	a ≤ 75	230	225	215	205	195	190	165

Observație : Pentru temperaturi intermediare, valorile limitei de curgere la cald se stabilesc prin interpolare

3.2.3. Table groase cu condiții speciale de calitate pentru recipiente sub presiune (STAS 11.502-89*)*.

Sunt obținute din oțeluri slab aliate şi aliate, fiind utilizate la execuția rezervoarelor şi recipientelor sub presiune care lucrează la temperaturi joase şi la temperaturi ridicate până la max. 400 ^oC, cu excepția mărcii de oțel 10Ni35, care se poate utiliza până la 250 ^oC.

Mărcile de oțel pentru tablele groase cu condiții speciale de calitate pentru recipiente sub presiune, clasele de calitate şi grosimile de livrare sunt prezentate în tabelul 3.8.

Tabelul 3.8

Marca oțelului	Clase de calitate	Grosimi de livrare, mm
9SiMn16	10a;10b;11a;11b;12a;12b	6-100
16SiMn10	9a;9b	6-50
RV510	3b;4a;4b;5a;5b;6a;6b;7a;7b;8a;8b	6-100

Unele caracteristici mecanice sunt indicate în tabelele 3.9 şi 3.10.

Tabelul 3.9

Marca oţelului	$R_{p0,2}$, [N/mm^2] pentru table de grosime a, mm				R_m, min, [N/mm^2] pentru table de grosime a, mm			
	6<a ≤ 10	10≤a ≤ 20	20<a ≤ 32	32<a ≤ 60	6<a ≤ 10	10<a ≤ 20	20<a ≤ 32	32<a ≤ 60
9SiMn16	345	325	305	285	490	470	460	450
16SiMn10	325	315	295	285	490	480	470	460
10Ni35	350	350	350	340	-	-	440-640	-
RV 510	350	350	350	340	-	-	510-610	-

. Tabelul 3.10

Marca oţelului	Grosimea tablei, a, mm	Temperatura, ^{o}C						
		100	150	200	250	300	350	400
		Limita de curgere la temperatură, $R_{p0,2}$, [N/mm^2] min.						
9SiMn16	toate grosimile	-	-	-	225	196	176	157
16SiMn10		-	-	245	225	196	176	157
10Ni35		255	235	226	216	-	-	-
RV 510	a ≤ 35	300	280	250	240	210	200	170
	35< a ≤ 100	290	270	250	240	210	200	170

Recomandări tehnologice

Mărcile 9SiMn16, 16SiMn10 şi RV 510 se pot prelucra prin deformare la rece. În general, pentru grade de deformare, prin întindere – compresiune până la 2 %, respectiv pentru R/a > 25 (R - raza de curbură pe fibra neutră), nu apar modificări ale caracteristicilor mecanice. Peste aceste valori, se modifică atât $R_{p0,2}$ la +20^{o}C pe direcţia perpendiculară pe direcţia principală de deformare, cât şi energia de rupere KV şi rezilienţa. În cea mai mare parte modificările pot fi înlăturate prin tratament termic de detensionare.

Intervalul de temperaturi recomandat pentru prelucrările la cald este de 800…1050 ^{0}C. După deformarea la cald, se recomandă normalizarea.

Sudarea se efectuează după curăţirea şi uscarea zonelor respective. Când temperatura tablei este sub +5°, pentru suduri de prindere, se recomandă preîncălzirea la (80…150)°C a acestor zone, pe o lăţime egală cu de 4 ori grosimea sau minim 100 mm, de o parte şi de alta a îmbinării sudate.

Sudarea se poate executa în mai multe straturi, temperatura metalului de bază între treceri nedepăşind 200°C.

Tablele din marca 10Ni35 pot fi deformate la cald sau la rece. Dacă grosimea

este mai mare de 30 mm şi gradul de deformare este ridicat, se recomandă prelucrarea la cald în domeniul (850-1050)^{0}C. Pentru utilizări la temperaturi scăzute, în cazul unor deformări la rece mai mari de 2%, este necesară o normalizare la (830…870)^{0}C, urmată de revenire la (600…680)^{0}C, cu menținere minim 30 min. La elemente tip calotă, funduri, reducții etc., care se execută din tablă tratată termic, este necesară verificarea energiei de rupere pe epruvete martor.

Pentru tăierea cu flacără, se recomandă preîncălzirea la 150^{0}C sau preîncălzirea locală, pe o zonă egală cu de patru ori grosimea tablei sau minim 100 mm, de o parte şi de alta a tăierii. La tăierea cu flacără a zonelor curbe se recomandă preîncălzirea întregii table. Zonele decarburate prin tăiere cu flacără se îndepărtează prin polizare sau prelucrare mecanică.

Sudura se poate executa cu:

- electrod bazic de tipul ECr17Ni15Mn6W1,5;
- electrod de tipul ENiCrFe3 (SFA-5.11.).

În cazul sudării cu aceşti electrozi, nu este necesar tratamentul termic de detensionare post sudare. Dacă se prescrie prin documentație necesitatea tratamentului termic, după sudare, se sudează numai cu electrod ENiCrFe3 (SFA-5.11). Sudura se execută cu preîncălzire la (150…250)^{0}C. Aportul de căldură se limitează la (6000…24000)J/cm^2. Tratamentul termic de detensionare, după sudură, se execută la (560…600)^{0}C, cu răcire în aer, cu durata de 2 min./mm, dar minim 30 minute.

3.2.4. Oțeluri pentru țevi.

Principalele cerințe la utilizarea oțelurilor pentru țevi sunt:

- rezistență mare la ruperea fragilă, legată de buna comportare în exploatare a țevilor;
- plasticitate şi sudabilitate, importante din punctul de vedere al tehnologiilor de prelucrare.

În funcție de compoziția chimică, oțelurile pentru țevi se clasifică astfel:

- *oțeluri nealiate (carbon) pentru țevi*, care se notează prin simbolul literar OLT, urmat de un număr care indică valoarea minimă a rezistenței la rupere la tracțiune, exprimată în daN/mm^2. La oțelurile pentru țevi folosite la temperaturi scăzute se adaugă la sfârşit litera R, iar la cele întrebuințate la temperaturi ridicate litera K.
- *oțeluri aliate pentru țevi***,** care se notează conform regulilor de simbolizare a oțelurilor aliate.

Oțelurile pentru țevi fac obiectul următoarelor standarde:

*1. STAS 8183-80 "Oţeluri pentru ţevi groase fără sudură, de uz general"***,** mărcile OLT 35, OLT 45 şi OLT 65.

În tabelele 3.11 şi 3.12 sunt indicate principalele domenii de utilizare, respectiv caracteristicile mecanice ale oţelurilor pentru ţevi fără sudură, de uz general.

. Tabelul 3.11

Marca oţelului	Principalele domenii de utilizare
OLT 35	Ţevi şi conducte pentru industria petrolieră şi energetică, flanşe, ştuţuri.
OLT 45	Ţevi şi conducte pentru industria petrolieră, flanşe, ştuţuri**.**
OLT 65	Ţevi supuse unor presiuni ridicate pentru industria petrolieră şi chimică, acţionări hidrostatice.

. Tabelul 3.12

Marca oţelului	Caracteristici mecanice, min.		
	Limita de curgere convenţională $R_{po,2}$ N/mm^2	Rezistenţa la rupere R_m N/mm^2	Alungirea la rupere %
OLT35	230	340	26
OLT45	250	440	21
OLT65	370	640	16

2. STAS 10382-88 "Oţeluri pentru ţevi groase utilizate la temperaturi scăzute", mărcile OLT 35 R; OLT 45 R şi 10Ni35.

Principalele domenii de utilizare, şi principalele caracteristici mecanice ale acestor oţeluri sunt indicate în tabelele 3.13 şi 3.14.

Tabelul 3.13

Marca oţelului	Principalele domenii de utilizare
OLT 35 R	Instalaţii care funcţionează la temperaturi scăzute (până la -50^oC) în industria chimică şi alimentară.
OLT 45 R	Instalaţii care funcţionează la temperaturi scăzute (până la -50^oC) în industria chimică şi alimentară, la presiuni mai ridicate decât în cazul oţelului OLT 35 R.
10Ni35	Instalaţii care funcţionează la temperaturi scăzute (până la -120^oC), recipiente sub presiune, schimbătoare de căldură.

. Tabelul 3.14

Marca oțelului	Trata-mentul termic	Încercări la temperatura ambiantă			Încercări la temperatură scăzută	
		R_m, N/mm^2	$R_{p0,2}$, N/mm^2	A5, %	KCU 300/2 J/cm^2, min.	Temperatura, ^oC
		min.				
OLT35R	N	340-440	225	26	60	-50
OLT45R	N	440-540	225	21	60	-50
10Ni35	N	440-640	345	20	60	-120

*3. STAS 8184-87 "Oțeluri pentru țevi utilizate la temperaturi ridicate***",** mărcile OLT35K, OLT45K, 16MoCr10, 12MoCr22, 12MoCr50, 12MoCr90, 12VMoCr10 şi 20VNiMoCr120.

Principalele caracteristici mecanice la temperatura mediului ambiant sunt indicate în tabelul 3.15, domeniile de utilizare în tabelul 3.16, iar limita de curgere convențională la diferite temperaturi în tabelul 3.17.

Tabelul 3.15

Marca oțelului	Starea	R_m *) N/mm^2	Grosimea peretelui, mm		
			≤ 16	16-40	>40
			$R_{po,2}$, N/mm^2, min.		
OLT35K	N	350-450	235	225	215
OLT45K	N	450-550	255	245	235
16Mo3	N	450-460	270	270	260
14MoCr10	N+R	450-580	280	290	280
12MoCr10	N+R	450-600	280	280	270
12MoCr50	Re	420-550	175	175	175
	I	520-640	275	270	265
12MoCr90	Re	410-540	205	200	195
	I	590-740	395	390	**)
12VMoCr10	N+R	470-640	255	255	255
20VNiMoCr120	C+R	690-840	490	490	490

.

Observații: Re – recopt; I – îmbunătățit; N – normalizare; R - revenire.

*) La țevile cu diametru exterior mai mic sau egal cu 30 mm şi grosimea peretelui mai mică sau egală cu 3 mm, valorile minime pot fi cu 10 N/mm^2 mai mici;

**) La înțelegere

Pentru grosimi mai mici sau egale cu 10 mm, $R_{p0,2}$, la toate temperaturile, se majorează cu 15 N/mm^2.

Tabelul 3.16

Marca oţelului	Principalele domenii de utilizare
OLT35K OLT45K	Fascicule tubulare din componenţa cazanelor energetice ca: supraîncălzitoare, conducte de abur, colectoare, recipiente sau aparate sub presiune din industria chimică şi petrochimică. Se pot utiliza în regim de lungă durată, la temperaturi până la 500^{o}C.
16Mo3	Utilaje şi instalaţii care funcţionează în regim de lungă durată la presiuni şi temperaturi ridicate (450-530)^{o}C: schimbătoare de căldură, conducte cazane energetice şi alte aparate sau recipiente sub presiune.
14MoCr10 (14CrMo4)	Părţi şi subansamble de cazane energetice, schimbătoare de căldură, conducte şi alte aparate sub presiune, care lucrează în regim de lungă durată la presiuni şi temperaturi ridicate (470-560)^{0}C.
12MoCr22 (10CrMo10)	Elemente şi subansamble ale cazanelor energetice şi termocentralelor electrice care lucrează timp îndelungat la presiuni şi temperaturi ridicate: tamburi, supraîncălzitoare, colectoare, conducte pentru recipiente şi aparate sub presiune din industria chimică şi petrochimică. În funcţie de presiune, se pot folosi la temperaturi cuprinse în intervalul (470-590) ^{0}C. În stare îmbunătăţită (călire +revenire) se utilizează la execuţia pieselor puternic solicitate, în regim de scurtă durată, până la 500^{0}C, iar în regim de lungă durată până la 400^{0}C.
12MoCr90	În stare recoaptă, se utilizează în industria chimică şi petrochimică, în medii bogate în hidrogen (diagrama Nelson) şi /sau sulf, la presiuni şi temperaturi ridicate (500-700) ^{o}C, ca: ţevi în cadrul instalaţiilor de cracare şi hidrogenare, a cuptoarelor etc. În stare îmbunătăţită, se utilizează în intervalul de temperaturi (500-650) ^{o}C, ca oţel termorezistent la execuţia fascicolelor tubulare pentru supraîncălzitoare, schimbătoare de căldură, a armăturilor şi fitingurilor forjate.
12VMoCr10 (12CrMoV3)	Elemente şi subansamble de instalaţii energetice şi tehnologice, care lucrează la presiuni ridicate în regim de lungă durată, în intervalul de temperaturi (520-560) ^{o}C: mantale şi funduri, fascicule tubulare sudate, colectoare, conducte. Peste 560^{o}C, nu are o rezistenţă bună la oxidare.
20VNiMoCr120	Elemente şi subansamble din ţevi şi piese forjate din construcţia cazanelor şi instalaţiilor energetice care lucrează în regim de lungă durată la presiuni ridicate (peste 15MPa) şi temperaturi între (540-600)^{o}C: supraîncălzitoare, conducte şi colectoare pentru abur supraîncălzit, schimbătoare de căldură.

Tabelul 3.17

Marca oțelului	Grosimea peretelui, s, min.	Temperatura ^oC							
		200	250	300	350	400	450	500	550
		Limita de curgere convențională, $R_{p0,2}$, N/mm^2, min.							
OLT35K	$s \leq 16$	185	165	140	120	110	105	-	-
	$16 \leq s \leq 40$	180	160	135	120	110	105	-	-
	$s > 40$	175	155	130	115	110	105	-	-
OLT45K	$s \leq 16$	205	185	160	140	130	125	-	-
	$16 \leq s \leq 40$	195	175	155	135	130	125	-	-
	$s > 40$	190	170	150	135	130	125	-	-
16Mo3	$s \leq 40$	225	205	180	170	160	155	150	-
	$s > 40$	210	195	170	160	150	145	145	-
14MoCr10	$s \leq 40$	240	230	215	200	190	180	175	-
	$s > 40$	230	220	205	190	180	170	165	-
12MoCr22	$s \leq 40$	245	240	230	215	205	195	185	-
	$s > 40$	235	230	220	205	195	185	175	-
12MoCr50	oricare Re	140	135	130	125	120	110	100	-
	I	230	225	215	205	195	190	165	-
12MoCr90	$s \leq 40$ Re	170	165	160	155	150	140	130	-
	$s > 40$ *)								
	oricare I	335	345	335	325	315	295	275	-
12VMoCr10	oricare	La înțelegere							

Observații: Re - recopt; I - îmbunătățit;

*) La înțelegere;

Pentru grosimi mai mici sau egale cu 10 mm, $R_{p0,2}$, la toate temperaturile, se majorează cu 15 N/mm^2.

3.2.5. Oțeluri pentru organe de asamblare

Organele de asamblare sunt piese caracterizate, din punctul de vedere al configurației geometrice, prin existența unui concentrator puternic de tensiuni care este filetul.

Ca urmare, oțelurile folosite trebuie să fie mai puțin sensibile la concentratorii de tensiuni, în condițiile unei rezistențe mecanice corespunzătoare.

3.2.5.1. Oțeluri destinate fabricării organelor de asamblare prin deformarea plastică la rece (STAS 9382-89)

Din punct de vedere al compoziției chimice şi al tratamentului, oțelurile se clasifică în:

- *oţeluri netratate* (STAS 9382/2-89): bare rotunde sau hexagonale, până la 30 mm ce nu se tratează termic. Din această grupă fac parte: OL 34q; OL 37q; CB 52q. Câteva caracteristici mecanice a acestor oţeluri sunt prezentate în tabelul 3.18.

. Tabelul 3.18

Marca oţelului	Stare de livrare	Caracteristici mecanice		
		R_m N/mm^2	A	Z
			%	
			min.	
OL34q	L,C	420	-	60
	T,CT,RTRT,TS		9	58
	TR		-	65
OL37q	L,C	440	-	60
	T,CT,RTRT,TS	470	8	59
	TR*	430	-	63
CB52q	L	610	-	50
	T,TR*	630		48
	CTR*	550		60

Observaţii:

Simbolizarea stării de livrare este:

L – laminat; C – Cojit; T – tras; R - recopt; S – şlefuit.

* pe probe tratate termic.

- *oţeluri de cementare* (STAS 9382/3-89): oţeluri carbon şi aliate pentru cementare, livrate sub formă de sârme sau bare rotunde sau hexagonale, cu dimensiuni între 2 şi 70 mm; cementarea se execută după obţinerea formei generale de asamblare prin deformare la rece.

Această grupă cuprinde 7 mărci de oţeluri de cementare destinate fabricării organelor de asamblare prin deformare plastică la rece: OLC 10q; OLC 15q; 15Cr9q; 18MnCr11q; 17MoCrNi14q; 13CrNi30q; 21MoMnCr12q. In tabelul 3.19 se prezintă caracteristicile mecanice obţinute după tratamentul termic.

- *oţeluri de îmbunătăţire* (STAS 9382/4-89): oţeluri carbon şi aliate pentru îmbunătăţire care se livrează sub formă de bare rotunde sau hexagonale, cu dimensiuni sub 45 mm; tratamentul termic de îmbunătăţire se aplică după prelucrarea prin deformare plastică la rece. STAS -ul 9382/4-89 cuprinde 16 mărci de oţeluri de îmbunătăţire destinate fabricării organelor de asamblare şi anume: OLC25q, OLC35q, OLC45q, OLC22Bq, 19BMn10q, 20BMn13q, 36BMn11q, 20BCrMn13q, 36BCrMn14q, 40Cr10q, 40BCr10q. 40CrNi12q, 34MoCr11q, 42MoCr11q, 34MoCrNi16q, 30MoCrNi20q

În tabelul 3.20 sunt indicate caracteristicile mecanice după tratament termic

Tabelul 3.19

Marca oțelului	d* probă tratată (mm)	Caracteristici mecanice				
		$R_{p0,2}$ N/mm^2 min.	R_m , N/mm^2	A_5 % min	Z% min	KCU 300/2 J/cm^2 min.
OLC10q	11	390	640-790	13	-	-
	30	290	490-640	16	-	-
OLC15q	11	440	740-880	12	-	-
	30	350	590-780	14	-	-
15Cr9q	15	495	min.685	12	-	69
18MnCr11q	15	735	min.880	10	-	-
17MoCrNi14q	16	850	1200-1550	8	-	50
13CrNi30q	15	690	min.930	11	55	-
21MoMnCr12q	16	830	min.1080	8	40	68

d* – diametrul probei tratată termic (călire + revenire joasă).

.

Tabelul 3.20

Marca oțelului	d* probă (mm)	R_{p02} N/mm^2 min.	R_m N/mm^2	A_5,%	Z,%	KCU 300/2 J/cm^2
				min.		min.
OLC25q	16	370	550-700	19	45	98
	30	320	500-650	21	50	98
OLC35q	16	430	630-780	17	40	69
	30	370	600-750	19	45	69
OLC45q	16	500	700-850	14	35	59
	30	440	660-800	16	40	59
OLC22Bq	16	450	600-780	16	-	-
	30	400	550-700	18	-	-
19BMn10q	16	550	700-850	14	-	-
	30	500	650-800	16	-	-
20BMn13q	d<10	940	1000-1180	9	-	min40
	16	590	740-880	15	-	-
	30	540	640-830	16	-	-
36BMn11q	16	940	1000-1180	9	-	40
	30	640	800-900	12	-	60
20BCrMn13q	16	940	1000-1180	9	-	40
	30	640	800-900	12	-	60
36BCrMn11q	16	940	1000-1180	9	-	40
	30	1110	1200-1400	8	-	30
40Cr10q	16	790	980-1180	10	40	39
	30	670	880-1080	11	45	69

Tabelul 3.20 (continuare)

Marca oţelului	d* probă (mm)	$R_{po,2}$ N/mm^2 min.	R_m N/mm^2	A_5,%	Z,%	KCU 300/2 J/cm^2
				min		min
40BCr10q	16	740	880-1080	11	40	69
	30	690	830-930	13	45	78
40CrNi12q	16	830	980-1180	11	-	69
	30	780	900-1080	12	-	78
34MoCr11q	16	800	1000-1200	11	45	69
	30	650	900-1100	12	50	78
42MoCr11q	16	900	1100-1300	10	40	59
	30	750	1000-1200	11	45	69
34MoCrNi16q	16	1000	1200-1400	9	40	59
	30	900	1100-1300	10	45	65
30MoCrNi20q	16	1050	1250-1450	9	40	59
	30	1050	1250-1450	9	40	59

Observaţie: d* – diametrul probei de tratament termic de referinţă; La produsele de dimensiuni sub 16 mm, d este egal cu dimensiunea cea mai apropiată a produsului finit.

3.2.5.2. Oţeluri destinate fabricării organelor de asamblare prin deformare plastică la cald (STAS 8949-82)

STAS 8949-82 stabileşte mărcile şi condiţiile tehnice de calitate ale oţelurilor destinate fabricării organelor de asamblare prin deformare plastică la cald, livrate sub formă de sârme şi bare rotunde sau hexagonale.

Simbolizarea mărcilor de oţel destinate organelor de asamblare prin deformare plastică la cald se face conform standardelor de material, cu adăugarea literei q, care reprezintă ansamblul de condiţii impuse oţelurilor respective.

- pentru oţelurile carbon de calitate şi oţelurile aliate, conform STAS 880-88 şi 791-88, valorile caracteristicilor mecanice determinate pe probe de referinţă tratate termic vor fi conform tabelului 3.21.

Oţelurile destinate fabricării organelor de asamblare prin deformare plastică la cald, se livrează în următoarele stări de livrare:

- laminat, simbol L, mărcile OL37q, RCB52q, OLC15q, OLC35q şi OLC45q;

- laminat – recopt, simbol LC, marca RCB52q;

- tras, simbol T, mărcile OL37q, RCB52q, OLC15q,OLC35q, OLC45q, 18MnCr10q, 18MoCrNi13q, 21MoMnCr12q, 21TiMnCr12q, 40Cr10q, 40BCr10q, 41MoCr11q şi 34MoCrNi15q;

- tras – recopt, simbol TR, marca RCB52q. Starea de livrare a produsului se stabileşte prin contract.

. Tabelul 3.21

Marca oțelului	Diame-trul probei de referință mm	Trata-mentul termic *)	Limita de curgere $R_{p0,2}$ N/mm^2 min.	Rezistența la tracțiune R_m N/mm^2 **)	Alungire, A_5 ,%, min.	KCU 300/2, J/cm^2 min.
OLC15q	11	Cr	440	740-880	12	-
	30	Cr	350	590-780	14	-
OLC35q	16	CR	420	620-760	17	69
OLC45q	16	CR	480	700-840	14	59
18MnCr10q	11	Cr	610	880-1180	9	-
	30	Cr	540	790-1080	10	69
21MoCrNi13q	11	Cr	880	1180-1520	9	-
	30	Cr	740	980-1270	10	59
	63	Cr	590	830-1080	11	59
18MoCrNi13q	11	Cr	830	1080-1420	9	-
	30	Cr	690	930-1220	9	78
	63	Cr	590	830-1130	10	98
21TiMnCr12q	11	Cr	880	1180-1520	9	-
	30	Cr	780	1030-1320	9	69
	63	Cr	690	930-1180	9	78
40Cr10q	16	CR	790	980-1180	10	39
40BCr10q	16	CR	740	880-1080	11	69
41MoCr11q	16	CR	880	1080-1270	10	59
34MoCrNi15q	16	CR	980	1180-1370	9	59

Observații:

*) C – călire, r – revenire joasă, R – revenire înaltă.

**) limita superioară a rezistenței la tracțiune R_m se garantează numai pentru oțelurile superioare şi oțeluri superioare cu conținut controlat de sulf.

3.2.5.3. Oțeluri rezistente la temperaturi scăzute şi ridicate, destinate organelor de asamblare (STAS 11.290-89)

Aceste oțeluri sunt oțeluri carbon de calitate şi oțeluri aliate, livrate în colaci, bare laminate, bare cojite brut şi bare trase, în stare laminată, trasă sau recoaptă, normalizată sau îmbunătățită. Sunt utilizate pentru fabricația organelor de asamblare pentru utilaje şi instalații ce funcționează la temperaturi cuprinse între: -60 ^oC şi +500^oC, respectiv în medii care provoacă fenomenul de coroziune fisurată sub tensiune.

Simbolizarea mărcilor de oțel se face conform STAS 880-88 pentru oțel carbon de calitate, respectiv STAS 791-88, pentru oțeluri aliate, cu adăugarea literelor AS (prescurtare de la cuvântul asamblare) și a literelor K (pentru temperaturi ridicate), R (pentru temperaturi scăzute) sau Im (pentru mediu corosiv).

Clasificarea şi destinația acestor oțeluri este dată în tabelul 3.22.

Tabelul 3.22

Marca oțelului	Destinația
OLC25AS-K; OLC35AS-K; OLC45AS-K; 13CrNi30AS-K; 33MoCr11AS-K; 41MoCr11AS-K; 24VmoCr12AS-K	Utilaje şi instalații ce funcționează la temperaturi ridicate
OLC25AS-R; OLC35AS-R; OLC45AS-R; 13CrNi30AS-R;20MnB5AS-R; 33MoCr1AS-R; 41MoCr11AS-R	Utilaje şi instalații ce funcționează la temperaturi scăzute
OLC45AS-Im; 41MoCr11AS-Im	Utilaje şi instalații ce funcționează în medii ce pot provoca coroziunea fisurată sub tensiune

Principalele caracteristici mecanice determinate în condițiile atmosferei ambiante (STAS 6300-81), pe probe de referință, sunt conform tabelului 3.23, 3.24 şi 3.25, iar atunci când încărcările se efectuează pe probe prelevate din bare, conform tabelului 3.26.

Limita de curgere la diferite temperaturi pentru oțelurile din clasa AS-K este dată în tabelul 3.27.

Tabelul 3.23

Marca	Tratamentul termic			d ≤ 16			
	C * (±15) °C	m	R * (±50) °C	$R_{p0,2}$	R_m	A_5	KCU 300/2 (J)
				N/mm^2		%	
				min.			
OLC25AS	870	a	600	360	540	19	78,5
OLC35AS	860	a	600	420	620	17	68,5
OLC45AS	850	a,u	600	480	700	14	58
13CrNi30AS	865	u	625	540	740	14	78,5
33MoCr11AS	880	u	650	740	880	12	68,5
41MoCr11AS	850	u	650	780	980	11	68,5
20MnB5AS	900	a	625	490	640	15	78,5
24VMoCr12AS	920	u	710	640	790	15	88

Observație: ***** C – călire; R – revenire; m - mediu de răcire: a - apă; u – ulei

Tabelul 3.24

Marca	Tratamentul termic			16 < d ≤ 40			
	C * (±15) °C	m	R * (±50) °C	$R_{p0,2}$ N/mm² min.	R_m N/mm² min.	A_5 % min.	KCU 300/2 (J) min.
OLC25AS	870	a	600	300	490	20	98
OLC35AS	860	a	600	360	580	19	68,5
OLC45AS	850	a,u	600	410	660	16	58
13CrNi30AS	865	u	625	490	690	15	98
33MoCr11AS	880	u	650	540	780	12	68,5
41MoCr11AS	850	u a	650	690	880	11	68,5
20MnB5AS	900	u	625	440	540	16	88
24VMoCr12AS	920		710	590	740	16	98

.

Tabelul 3.25

Marca	Tratamentul termic			40 < d ≤ 100			
	C * (±15) °C	m	R * (±50) °C	$R_{p0,2}$ N/mm² min.	R_m N/mm² min.	A_5 % min.	KCU 300/2 (J) min.
OLC25AS	870	a	600	-	-	-	-
OLC35AS	860	a	600	320	540	20	68,5
OLC45AS	850	a,u	600	370	620	17	58
13CrNi30AS	865	u	625	440	640	16	118
33MoCr11AS	880	u	650	540	690	13	78,5
41MoCr11AS	850	u a	650	590	780	12	78,5
20MnB5AS	900	u	625	-	-	-	-
24VMoCr12AS	920		710	540	690	17	108

Tabelul 3.26

Marca oțelului	$R_{p\ 0.2}$ N/mm² min.	R_m N/mm² min.	A_5 % min	KCU 300/2 la 20°C min.	Starea de livrare		
					Recopt sau tras recopt	Normalizat	Îmbunătățit
					Duritatea (HB) max.		
OLC25AS	360	540	19	78,5	165	180	220
OLC35AS	420	620	17	68,5	183	200	240
OLC45AS	480	700	14	58	207	235	265
13CrNi30AS	540	740	14	78,5	217	-	275
33MoCr11AS	740	880	12	68,5	183	-	250
41MoCr11AS	780	980	11	68,5	217	-	320
20MnB5AS	490	640	15	78,5	217	-	350
24VMoCr12AS	640	790	15	88	-	-	295

Tabelul 3.27

Marca oţelului	Temperatura de încercare, ^oC							
	200	250	300	350	400	420	450	500
	Limita de curgere $R_{p0,2}$, N/mm^2, min.							
OLC25AS-K	200	190	180	170	150	-	-	-
OLC35AS-K	250	240	220	200	180	-	-	-
OLC45AS-K	290	270	250	230	200	-	-	-
13CrNi30AS-K	410	390	370	320	290	270	-	-
33MoCr11AS-K	490	440	390	340	320	280	-	-
41MoCr11AS-K	540	510	480	410	350	290	-	-
24VMoCr12AS-K	490	470	450	430	400	-	370	340

3.3. Materiale metalice neferoase

1. Cuprul electrolitic. Este rezistent la apă şi abur şi este atacat de oxigen chiar la temperatură obişnuită. Sub acţiunea umidităţii şi CO_2 se acoperă cu un strat verde, instabil la acizi.

Sub formă de tablă, sârmă, benzi, ţevi etc. se foloseşte la schimbătoare de căldură (ţevi, fierbătoare, cazane, recipiente etc.) în lucrări de finisare şi învelişuri, la elemente de asamblare (şuruburi etc.).

Prezenţa acetilenei exclude utilizarea cuprului, deoarece acesta duce la formarea acetilenei de cupru, produs puternic exploziv. Se pot utiliza table din oţel carbon, placate cu cupru şi cu aliaje ale cuprului, cum ar fi metalul monel (aliaj Cu - Ni).

2. Aluminiu şi aliaje de aluminiu

Este un metal uşor, uşor fuzibil, ductil şi maleabil, casant la 600^oC, cu rezistenţe mecanice moderate (în funcţie de prelucrare), conductivitate electrică şi termică bună.

Se utilizează într-un număr de cazuri determinate, avându-se în vedere ca temperatura pereţilor recipientelor să fie între -270^oC şi $+200^oC$, pentru produse laminate şi de la -200^oC la $+ 200^oC$ pentru produse turnate.

Aliajele de aluminiu sunt utilizate la realizarea structurilor metalice ale unor rezervoare având cele mai diferite destinaţii.

Aluminiul şi aliajele sale se utilizează ca material pentru rezervoare în care se depozitează: apă distilată, apă oxigenată, acizi graşi, amoniac, alcooli, gelatine, produse lactate, uleiuri, zahăr etc.

3. Nichel şi aliaje de nichel

Folosirea nichelului şi a aliajelor sale este admisă în domeniul de temperaturi ale elementelor de recipient de la -200^oC la $+ 600^oC$.

Se fabrică şi table din oţel carbon placate cu nichel sau cu aliaje de nichel.

4. Titan şi aliaje de titan

Folosirea titanului şi aliajelor sale este permisă pentru domeniul de temperaturi ale elementelor de recipient cuprinse între -60^{o}C şi + 300^{o}C. La materialele din titan este necesar ca raportul dintre limita de curgere şi rezistența de rupere la întindere determinată la +20^{o}C, să nu depăşească 0,80.

5. Plumb şi zinc

Folosirea plumbului sau a zincului este admisă numai pentru protecții asupra acțiunii corozive a fluidului din recipienți. Domeniul de utilizare al temperaturilor metalului este de:

a) pentru plumb, -200^{o}C la + 140^{o}C.

b) pentru zinc: -200^{o}C la + 120^{o}C

6. Metale nobile

Acestea se utilizează, în unele cazuri ca material de construcție pentru recipiente. Astfel se întâlnesc aparaturi executate din tablă de argint sau din oțel carbon placat cu argint.

3.4. Materiale nemetalice

1. Materiale nemetalice anorganice

Sticle rezistente, cu proprietăți superioare de rezistență chimică coeficienți mici de dilatare termică, stabile la variații mari de temperatură (aşa cum sunt sticla de Jena, sticla Pirex, Duran) sunt utilizate pentru recipiente, conducte etc. Țevile de sticlă se fabrică prin tragere verticală sau orizontală şi laminare în lungimi de (1,5...3) m şi diametre interioare de (45...122) mm, cu grosimea pereților de (3...8) mm, pentru presiuni de lucru de (0,4...0,7) MPa. Țevile prezintă rezistență la coroziune, suprafață interioară fără rugozități, transparență dar şi fragilitate la solicitări slabe, rezistență mică la încovoiere, sensibilitate la tensiuni interne.

2. Materiale nemetalice organice

Dintre termoplaste, se menționează policlorura de vinil (utilizabilă până la max. 60^{o}C), polietilena (utilizabilă până la max. 80^{o}C) şi polipropilena (max. 100^{o}C). Din punct de vedere al rezistenței, toate termoplastele manifestă fluaj.

Din categoria polimerilor termoplastici, politetrafluoretilena (PTFE) are utilizările cele mai variate în industria alimentară.

Proprietatea de a nu contamina substanțele cu care vine în contact, rezistență chimică mare, coeficient de frecare scăzut, constantă dielectrică scăzută, rezistență

ridicată la temperatură (se poate utiliza în domeniul de temperaturi cuprinse între - 265^{o}C şi + 260^{o}C), rezistență la tracțiune satisfăcătoare etc., fac ca acest material să fie deseori preferat materialelor feroase şi neferoase. In afara conductelor, recipientelor de dimensiuni mici, armăturilor, care se execută total sau parțial din PTFE, o largă întrebuințare o are şi acoperirea unor părți metalice cu un strat de PTFE. Acoperirea se face prin stropirea sau impregnarea suprafețelor metalice cu o dispersie de PTFE.

Sticloplastele se compun din fire subțiri de sticlă sau țesături din fire subțiri de sticlă, având rolul unei armături de înaltă rezistență, impregnate cu răşină sintetică (poliesterică sau epoxidică) răşină ce joacă rolul de liant. Din sticloplaste se execută conducte care lucrează sub presiune şi chiar recipiente sub presiune.

3.5. Materiale pentru etanşare

Alegerea materialului unei garnituri de etanşare constituie o problemă dificilă deoarece el trebuie să îndeplinească o serie de condiții, cum ar fi:

- să nu se descompună chimic în contact cu mediul etanşat;
- să fie stabil la temperatura de lucru a etanşării, păstrându-se caracteristicile economice;
- să aibă rezistență la frecare şi la uzură;
- să aibă proprietăți mecanice corespunzătoare;
- să se deformeze elasto - plastic, atunci când este strânsă, pentru a umple microasperitățile suprafețelor de etanşare.

Alegerea materialului pentru garnituri depinde de temperatura, presiunea şi agresivitatea fluidului etanşat.

In cele ce urmează se prezintă cele mai utilizate materiale de etanşare.

3.5.1. Pielea

Este primul material utilizat la execuția garniturilor de etanşare odată cu începuturile dezvoltării tehnicii.

Pielea este compusă din fibre întrepătrunse având o rezistență ridicată şi proprietăți de flexibilitate, durabilitate şi rezistență la abraziune. Totodată, pielea este un material relativ moale, ceea ce face ca efectul de abraziune asupra materialelor cu care vine în contact, prin frecare, să fie redus.

Pielea, ca material de etanşare, prezintă unele avantaje esențiale cum ar fi: posibilitatea de a suporta frecarea cu suprafețe rugoase, calitatea de a absorbi şi reține

lubrifianți, rezistență la uzură şi coeficient de frecare redus. Temperatura maximă în serviciu este în mod normal 100^0C, dar în condiții speciale de execuție poate fi de 160^0C. Contracția începe să apară la temperaturi peste 95^0C. Elasticitatea rămâne neschimbată la temperaturi joase. Se poate utiliza la viteze periferice de până la 4m/s. Printre dezavantajele pielii este de reținut porozitatea care o face foarte permeabilă la gaze. Pentru a evita aceasta pielea se impregnează cu diferite materiale ca: ceară, răşini, emulsii acrilice, parafină, poliesteri, materiale plastice, siliconi etc.

3.5.2. Pâsla

Este un material textil compus din fibre de lână, obținut cu ajutorul unor metode mecanice şi chimice, fără ca firele să fie țesute sau tricotate. Se caracterizează prin capacitate de absorbție a lichidelor, printr-un coeficient de frecare redus şi o elasticitate de lungă durată.

Pâsla se fabrică în patru tipuri (STAS 4218-77): tipul A din lână fină, tipul Aa din lână fină în amestec, tipul B din lână semifină şi tipul Ba din lână semifină în amestec.

3.5.3. Hârtia şi cartonul

Sunt utilizate la etanşări fixe, reprezentând un material economic, corespunzător unor presiuni scăzute şi temperaturi până la 100°C. Cu cât suprafețele de contact între care se prevede garnitura din carton sunt mai fin prelucrate, cu atât mai subțire poate fi grosimea cartonului. În mod obişnuit sunt utilizate garnituri de etanşare începând cu hârtia subțire de 0,1 mm până la cartonul gros de 2,5 mm şi chiar mai mult.

Hârtia şi cartonul prezintă inconvenientul că la demontare garnitura se rupe, fiind lipită de cele două suprafețe metalice de care a fost presată. Pentru evitarea lipirii de aceste suprafețe, garniturile din hârtie sau carton se impregnează înainte de montare, cu diferite soluții ca ulei, răşini sau latex de cauciuc. Impregnarea îmbunătățeşte proprietățile de etanşare la gaze, în caz contrar permeabilitatea cartonului nu poate fi evitată oricât de puternică ar fi presarea realizată prin cele două suprafețe.

O soluție de impregnare utilizată curent este compusă din: 40% ulei de ricin industrial, 45% lac incolor pe bază de derivați celulozici şi 15% diluant nitro.

Executarea garniturilor de carton se face prin ştanțare sau tăiere la forma şi dimensiunile necesare. Înainte de montare acestea se ung cu o pensulă pe ambele fețe,

cu o soluție ca aceea indicată anterior şi după uscare se montează. Garnitura astfel pregătită corespunde cerințelor unei bune exploatări, permițând demontarea fără degradare.

Cartonul cel mai utilizat pentru asemenea garnituri este cartonul triplex - STAS 516-88 şi duplex - STAS 2025-86. Se utilizează în unele cazuri şi preşpanul - STAS 1746-80 - produs într-o gamă largă de grosimi.

3.5.4. Pluta

Garniturile de etanşare din plută sunt realizate din plăci formate din circa 70% plută granulată şi aglomerată şi 30% liant (proteină sau răşină).

Plăcile din plută aglomerată se fabrică în trei tipuri:

Al - plăci pentru fabricarea garniturilor de etanşare, fără inserție de material textil;

A2 - plăci pentru fabricarea garniturilor de etanşare, cu inserție de material textil;

B - plăci pentru fabricarea garniturilor de protejare, fără inserție de material textil.

Plăcile din plută aglomerată tip Al şi A2 sunt folosite la garnituri de etanşare în industria construcțiilor de maşini, iar tipul B sunt utilizate în principal în industria textilă la protejarea valțurilor de presiune de la maşinile de filat.

Plăcile de plută aglomerată se fabrică în formă paralelipipedică cu lungimi de 910 mm (tipul A2) sau 1000 mm (tipurile A1 şi B). lățimi de 500 mm şi grosimi de (1…10) mm.

Pluta este suficient de impermeabilă față de lichide la presiuni joase, dar este permeabilă în stare uscată la gaze. Nu rezistă la acizi şi la baze puternice.

Aliajele de Al şi Mg şi, uneori, şi oțelurile inoxidabile sunt corodate în cazul folosirii garniturilor din plută.

Pluta prezintă afinitate pentru ciuperci (mucegai), dacă nu este tratată cu un liant pe bază de răşină fenolică.

Garniturile din plută nu suportă presări prea mari şi prezintă pericolul fărâmițării la utilizări repetate. Presarea maximă se situează între 0,7 MPa, în cazul plutei moale şi 1,4 MPa, în cazul plutei dure.

Din cauza fragilității la transport şi depozitare precum şi a imposibilității folosirii repetate, este, în general, necesară o cantitate mare de garnituri de rezervă. Aceste aspecte explică înlocuirea în mare măsură a plutei cu carton.

3.5.5. Fibrele textile

Bumbacul, cânepa, iuta, inul, fibrele de urzici, relonul, poliamida şi alte fibre sintetice sunt materiale utilizate pe scară largă la fabricarea garniturilor moi şi a inserțiilor pentru garnituri manşetă din cauciuc.

3.5.6. Azbestul

Azbestul este un mineral care, după proprietățile sale fizico-mecanice şi chimice, se împarte în două grupe: azbestul de crisotil şi azbestul amfibol

Azbestul cel mai utilizat în etanşări este cel de crisotil, care este un silicat de magneziu hidratat. Se utilizează pentru etanşări sub formă de placă şi şnur.

Azbestul de crisotil este rezistent la baze, dar are o rezistență foarte mică la acizi, în comparație cu cel amfibol. Acesta din urmă are dezavantajul unei elasticități mici şi fragilități mari. Garniturile de azbest în stare uscată se folosesc la temperaturi până la 400°C, iar cele impregnate numai până la 200°C.

3.5.6.1. Plăci de azbest pentru garnituri (STAS 7019-80)

Plăcile de azbest sunt fabricate din fibre de azbest, vată minerală, celuloză şi diatomit, cu adaos de silicat de sodiu şi sulfat de aluminiu.

Plăcile de azbest au formă pătrată, cu latura de 1200 mm şi grosimea de 2,5; 4,0; 5,0; 7,5;10,0 mm.

3.5.6.2. Şnur de azbest pentru garnituri (STAS 7018-78)

Şnurul din azbest se execută:

- cu secțiune circulară, simbolizat A;
- cu secțiune pătrată, simbolizat B.

Şnurul de azbest se execută în următoarele tipuri:

- neîmbibat, simbolizat N;
- îmbibat, simbolizat cu:
    - S pentru îmbibare cu seu;
    - G pentru îmbibare cu compoziție grafitată;
    - Lg pentru îmbibare cu latex şi acoperire cu fulgi de grafit.

Şnurul de azbest se execută în următoarele sorturi:

- fără inserție, nesimbolizat;
- cu inserție, simbolizat cu:

- M pentru inserție metalică;
- P pentru inserție de piele;
- C pentru inserție de cauciuc.

Șnurul de azbest cu secțiune rotundă se execută numai neîmbibat şi fără inserție.

Șnurul de azbest cu secțiune pătrată se execută atât îmbibat cât şi neîmbibat, cu şi fără inserție. Dintre tipurile îmbibate se execută cu inserție numai acelea îmbibate cu compoziție grafitată.

Șnururile de azbest îmbibate sunt recomandate a fi folosite în mediu de apă, abur cu temperatura de până la 200°C şi presiune de până la 20 bari (2 MPa) funcție de mediu şi materialul de îmbibare.

Șnururile de azbest neîmbibate sunt recomandate a fi folosite în mediu de apă, abur, acizi într-un domeniu de temperatură până la 400°C şi presiune până la 20 bari (2 MPa), funcție de mediu.

Șnurul de azbest - toate sorturile - se execută prin împletire din fire răsucite de azbest, cu diametrul de 0,75 mm, 1,5 mm sau 2 mm, după care se calandrează.

Șnurul de azbest - toate sorturile - cu latura secțiunii mai mare de 20 mm se execută cu miez din fire de azbest, împletite.

Șnurul cu inserție metalică se execută prin împletirea fibrelor de azbest având inserție metalică (alamă, cupru, aluminiu etc. conform comenzii).

Șnurul cu inserție de piele se execută prin împletirea firelor de azbest în jurul unei cureluşe de piele cu lățimea de 10±1 mm.

Șnurul cu inserție de cauciuc se execută prin împletirea firelor de azbest în jurul unui fir de cauciuc cu diametrul de (5... 18) mm, ales în funcție de mărimea laturii şnurului.

Șnurul îmbibat se execută prin împletirea firelor de azbest îmbibate, în prealabil, în amestecul de îmbibare stabilit conform documentației de fabricație pentru sortul respectiv.

3.5.6.3. Clingherit. Paronit. Marsit

Clingheritul este un material de etanşare utilizat sub formă de plăci. Este compus dintr-un amestec de fibre de azbest crisolitic, ca suport rezistent termic, cu un liant de cauciuc, la care se mai adaugă şi alte ingrediente pentru astuparea porilor.

În practică, denumirea cea mai frecventă a clingheritului este aceea de plăci It, simbol rezultat din ultimele litere din cuvintele în limba germană "Gummi und Asbest".

Calitatea clingheritului este în funcție de calitatea azbestului utilizat, de liantul

folosit şi de procentul în care acestea intervin în compoziție.

Standardul de largă circulație internațională privind clingheritul este DIN 3754.

Clingheritul, ca garnitură combinată, reunește proprietățile azbestului cu acelea ale cauciucului. Prezintă o bună compresibilitate, fiind necesare presiuni de etanşare relativ reduse, şi oferă în acelaşi timp o rezistență mărită față de pătrunderea gazelor şi lichidelor. Prezintă din punct de vedere termic proprietăți deosebite de refractaritate.

Clingheritul este recomandat în special la etanşări pentru abur saturat şi supraîncălzit, aer, gaze, soluții alcaline şi derivate de petrol.

În România reglementarea fabricației acestui material se face prin STAS 3498-87 *"Plăci de azbest cu cauciuc pentru garnituri (plăci de marsit)."*

Aceste plăci sunt executate prin calandrare din azbest crisolitic liat cu polimeri de tip cauciuc, cu sau fără colorant în amestecul de suprafață. Aceste plăci sunt denumite plăci de marsit.

Plăcile de marsit se utilizează pentru confecționarea garniturilor de etanşare rezistente la temperaturi joase şi ridicate şi la presiuni mari şi în diferit medii. **Nu se recomandă folosirea plăcilor de marsit în procesele de preparare din industria alimentară.**

Plăcile de marsit se fabrică negrafitat şi grafitat pe una sau pe ambele fețe.

In tabelul 3.28 se prezintă câteva caracteristici mecanice ale plăcilor de marsit.

Tabelul 3.28

Sortiment	M 5 - 250	M 10 - 300	M 15 - 300	M 25 - 450	M 40 - 400	M 100 - 500
Rezistența la tracțiune N/mm^2 min.	4,0	7,0	12,5	11,5	16,0	21,0
Stabilitatea la presiune şi temperatură , N/mm^2 min.	15,0	18,0	15,0	20,0	30,0	30,0

3.5.7. Elastomerii

Elastomerii formează grupa principală de materiale utilizate pentru execuția garniturilor fasonate sau masive, omogene sau cu inserție şi pentru impregnarea unor alte materiale de etanşare.

În grupa elastomerilor se încadrează cauciucul natural şi cauciucul sintetic, materiale care au proprietăți comune, ca elasticitate ridicată, asociată cu o rezistență mecanică relativ redusă. Elasticitatea ridicată presupune capacitatea de a suporta o

alungire mai mare cu 100% din lungimea sa inițială şi de a reveni, într-un timp rezonabil de scurt, cu o toleranță de 10% la dimensiunile inițiale. Elastomerii se adaptează uşor la contactul cu suprafețele metalice, suportând deformări mari, fără ca prin aceasta să rezulte solicitări apreciabile. Toate aceste calități sunt esențiale ca materiale de etanşare.

3.5.7.1. Cauciucul natural

Cauciucul natural este un produs obținut din seva plantei latex, care prin coagulare formează cauciucul brut. Prin tratare cu diverse ingrediente şi plastifianți, în prezența sulfului, la o anumită temperatură, se obține cauciucul vulcanizat.

Cauciucul natural are cea mai ridicată rezistență la rupere şi la uzură (cu excepția cauciucului poliuretanic) dintre toți elastomerii. Totuşi utilizarea lui ca material pentru garnituri de etanşare este limitată din cauza pierderii calităților sale de rezistență la temperaturi mai ridicate şi a incompatibilității sale cu hidrocarburile.

3.5.7.2. Garnituri de cauciuc de uz general nerezistente la produse petroliere (STAS 7277-86)

Garniturile care fac obiectul prezentului standard sunt de uz general nerezistente la produse petroliere, vapori de apă şi ozon. **Nu pot fi utilizate în industria alimentară şi pentru destinații speciale** (ex. garnituri pentru frâne de locomotive, vagoane etc.). Aceste garnituri se pot utiliza în intervalul de temperatură (-40...+70)°C pentru aer şi apă. În funcție de duritate, garniturile se fabrică în cinci clase, notate cu valoarea durității, în grade Shore, a cauciucului 40; 50; 60; 70; 80. Câteva caracteristici ale acestor garnituri (pentru subclasa 105)se dau în tabelul 3.29.

Tabelul 3.29

Caracteristica	Clasa				
	40	50	60	70	80
Duritatea, grade Shore A	40±5	50±5	60±5	70±5	80±5
Rezistența la rupere, MN/ m^2, min	10,5	10,5	10,5	10,5	10,5
Alungirea la rupere, %, min.	400	400	350	250	150
Deformația permanentă la compresiune, %,max	25	25	25	25	25
Rezistența la temperatură scăzută, ^{0}C	- 40	- 40	- 40	- 40	- 40

În funcție de rezistența la rupere, fiecare clasă de duritate se fabrică în subclase, notate prin rezistența minimă la rupere a cauciucului (Exemplu: pentru subclasa 105, rezistența la rupere este de 105 kgf / cm^2, min.) Astfel clasa 40 are

subclasele 105, 140, clasa 50 subclasele 55, 70, 85, 105, 140, 175, 210, clasa 60 subclasele 85, 105, 140, 175, 210, clasa 70 subclasele 55, 85, 105, 140, 175, 210, iar clasa 80 subclasele 70, 105 şi 140.

3.5.7.3. Garnituri de cauciuc rezistente în medii petroliere (STAS 7278-82)

Garniturile conform acestui standard sunt executate din cauciuc sintetic vulcanizat în matrițe, rezistent la produse petroliere.

Nu sunt incluse garniturile de uz special ale căror condiții de calitate sunt reglementate prin standarde şi norme tehnice (ex.: garnituri pentru pompe de noroi, pentru pistoane de extracție, pentru manşete de rotație cu buză de etanşare, inele O şi alte garnituri cu rol funcțional). În funcție de rezistența la temperatură, garniturile se fabrică în două tipuri: tip P şi tip PT.

După rezistența la acțiunea uleiurilor petroliere, garniturile tip P se fabrică în două clase, iar garniturile PT în cinci clase, iar în funcție de duritate, fiecare clasă se fabrică în mai multe subclase, notate cu valoarea durității cauciucului în grade Shore.

3.5.8. Plastomerii

Plastomerii reprezintă o grupă importantă de materiale sintetice termoplastice având ca principală caracteristică faptul că la căldură ajung în stare plastică, iar la răcirea ulterioară se solidifică. Acest fenomen este reversibil.

Cele mai utilizate materiale plastice pentru garnituri sunt poliamidele, polimerii cu fluor (politetrafluoretilena - PTFE, teflon şi politrifluorcloretilena - hostaflon) şi policlorura de vinil (PVC).

3.5.8.1. Poliamidele

Poliamidele sunt foarte higroscopice atât sub formă de granule, cât şi sub formă de piesă finită. Utilizarea după un timp oarecare de depozitare a garniturilor de etanşare realizate direct din matriță nu este posibilă din cauza modificărilor dimensionale ce apar datorită higroscopicității.

Ca urmare a modificărilor dimensionale ce apar datorită higroscopicității poliamidei, este necesar un tratament de stabilizare dimensională, care constă în fierberea garniturilor la temperatura de 100-110°C în ulei mineral timp de 30 min. Prin fierbere în ulei, apa din piesă se elimină şi se absoarbe în loc o cantitate de ulei mineral. Se obține un obiect saturat de ulei, care nu mai absoarbe umiditatea din atmosferă sau din mediul de lucru.

Poliamidele au coeficienți de frecare mici, fapt pentru care se utilizează la

fabricarea diferitelor garnituri de etanşare. Dacă la poliamida 6 bloc se introduce 5% grafit coloidal sau 2% bisulfură de molibden, coeficientul de frecare scade mult. Din această cauză este mai avantajos dacă anumite piese se realizează prin prelucrări mecanice.

Prelucrarea poliamidei bloc se face prin aşchiere la fel cu aceea a metalelor, fără dificultăți, prin: strunjire, frezare, rabotare, filetare, găurire, şlefuire etc.

Materiale "ERTA"

Din această grupă de materiale, la etanşări se folosesc:

a. ERTALON

In cadrul poliamidelor denumite în mod obişnuit "Nylon", distingem mai multe tipuri dintre care cele mai importante sunt: PA6, PA66, PA11, PA12. Pe baza acestora s-au creat următoarele sorturi de ERTALON: ERTALON 6 SA, ERTALON 66 SA, ERTALON 66SA – C şi ERTALON 6 PLA.

Aceste materiale se caracterizează prin:

- înaltă rezistență mecanică, rigiditate, duritate şi tenacitate;
- rezistență bună la oboseală, capacitate de amortizare mecanică ridicată;
- proprietăți bune de alunecare, excelentă rezistență la uzură.

In tabelul 3.30 se prezintă câteva proprietăți fizice şi mecanice ale acestor produse.

Tabelul 3.30

Proprietăți	ERTALON 6 SA	ERTALON 66 SA	ERTALON 66 SA - C	ERTALON 6 PLA
Densitate, g/cm^3	1,14	1,14	1,14	1,15
Coeficient de dilatare termică liniară, m/(m.k)	$105x10^{-6}$	$95\ x10^{-6}$	$100\ x10^{-6}$	$90\ x10^{-6}$
Temperatura de lucru minimă, ^0C	-40	-30	-30	-30
Limita de curgere la tracțiune, N/mm^2	78	90	86	85
Alungirea la rupere, %	>50	40	40	25
Modulul de elasticitate, N/mm^2	3100	3300	3100	3300

b. VESPEL SP

Aceste produse se execută pornind de la polimerul poliimidă. Se produc în cinci variante de compoziție. Se caracterizează prin:

- rezistență mecanică, rigiditate şi duritate ridicate, ce se mențin pe un domeniu larg de temperaturi;
- temperaturi de lucru maxim admisibile foarte ridicate $(245 – 485)^0C$;

- rezistență la curgere foarte bună;
- proprietăți de alunecare bune;
- excelentă rezistență la uzură;
- stabilitate dimensională foarte bună;
- inflamabilitate intrinsecă scăzută;
- bune proprietăți de izolator electric şi dielectric.

In tabelul 3.31 se prezintă câteva proprietăți fizice şi mecanice ale acestor produse.

Tabelul 3.31

Proprietăți	VESPEL SP - 1	VESPEL SP - 21	VESPEL SP - 22	VESPEL SP 3
Densitate, g/cm^3	1,43	1,51	1,65	1,60
Coeficient de dilatare termică liniară, m/(m.k)	55×10^{-6}	50×10^{-6}	40×10^{-6}	50×10^{-6}
Temperatura de lucru minimă, ^0C	-273	-273	-273	-
Rezistență la tracțiune, N/mm^2	86	66	52	59
Alungirea la rupere, %	7,5	4,5	3,0	4,0
Modulul de elasticitate, N/mm^2	3100	3800	4800	3300
Coeficient de frecare, static	0,35	0,30	0,27	-

3.5.8.2. Polimerii cu fluor.

Politetrafluoretilena (teflon, PTFE) şi politrifluorcloretilena (hostaflon) sunt principalele materiale din această grupă.

Politetrafluoretilena (PTFE) cunoscută în general sub numele de teflon este un polimer fluorurat termoplastic, având aspectul fildeşului. Structura sa constă din atomi de fluor şi carbon. Datorită faptului că lanțul atomilor de carbon este protejat de către atomii de fluor, nu poate fi atacat de produse chimice. Legătura F – C are o mare stabilitate. Nu este cunoscut până în prezent nici un compus în măsură să dizolve PTFE la temperaturi mai joase de 300^0C. Din aceste motive poate fi utilizat în medii puternic corosive, la temperaturi cuprinse între -240^0C şi $+260^0C$.

Adăugarea de diferiți aditivi, cum ar fi: sticla, bronz, carbon, grafit şi disulfura de molibden, îmbunătățeşte proprietățile fizice ale PTFE făcându-l adecvat unui larg domeniu de aplicații.

In tabelul 3.32 se prezintă principalele caracteristici pe sorturi de teflon executate de S.C. CEPROINV S.A. Focşani.

Tabelul 3.32

Caracteristici	Sort					
	P – NF pur	CG 23-2 23%C + 2% grafit	S15 15% sticlă	S25 25% sticlă	SMo15-5 15%sticlă 5% MoS2	B60 60% bronz
Densitate, g/cm^3	2,15	2,05	2,20	2,22	2,26	3,90
Duritate, Shore D	55	62	59	60	61	68
Rezistența la rupere, N/mm^2	25	11	20	15	15	15
Alungirea la rupere, %	250	100	260	240	240	200

Dilatarea termică a PTFE

Acest coeficient nu este constant şi variază funcție de direcția de presare a granulelor de polimer şi de temperatură. PTFE prezintă în jurul punctului de temperatură de 19^{0}C (numit şi punct de tranziție) o importantă schimbare de volum de la 1 la 1,8% de care trebuie să se țină cont la prelucrarea pieselor de precizie şi îndeosebi a celor cu dimensiuni mari. Pentru diminuarea dilatării termice se foloseşte aditivarea.

In tabelul 3.33 se prezintă valori ale coeficientului de dilatare liniară funcție de temperatură, pentru câteva dintre cele mai folosite sorturi de teflon. Se remarcă faptul că sub 0^{0}C teflonul are o dilatație foarte mică ceea ce face să găsească o largă utilizare în industria frigului.

Tabelul 3.33

Domeniul de temperatură ^{0}C	Coeficientul de dilatare termică (x 10^{-6} / ^{0}C)									
	P - NF		S15		S25		B60		CG23 - 2	
	P	T	P	T	P	T	P	T	P	T
-100 la +15	119	109	102	86	96	69	80	77	90	64
-50 la +15	131	117	111	93	106	74	87	84	95	67
+15 la +23	472	286	332	278	284	180	201	207	315	158
+23 la +100	125	129	135	123	109	66	117	110	114	70
+23 la +200	142	152	156	153	136	84	134	132	136	88

Observație: P –paralel cu direcția de presare; T – perpendicular pe direcția de presare.

Comportarea la uzură a PTFE

Coeficientul de frecare este dependent de presiunea dintre suprafețele în

contact având valori mari la presiuni mici şi scăzând odată cu creşterea presiunii.

Prin adaosul de aditivi în PTFE , coeficientul de frecare se modifică doar marginal, în timp ce rata uzurii se reduce rapid. Cele mai scăzute valori ale coeficientului de frecare au fost constatate la PTFE aditivat cu grafit sau MoS2 simple sau cu fibră de sticlă.

Tabelul 3.34

Tempe-ratura ^{0}C	Coeficientul de frecare		
	PTFE/ PTFE	PTFE/ oţel	Oţel/ PTFE
20	0,04	0,04	0,09
80	0,04	0,04	0,10
150	0,04-0,05	0,04	0,11
200	0,05	0,04	0,11

In tabelul 3.34 se dau câteva valori ale coeficientului de frecare, pentru diverse cupluri de materiale.

Utilizarea PTFE

Din cauza proprietăţilor sale chimice, termice şi electrice, teflonul este utilizat la garnituri pentru presetupe, manşete, inele, garnituri plane, segmenţi, inele de sprijin şi garnituri pentru ventile. Din cauza coeficientului de frecare redus este adesea necesar ca garnitura din teflon să fie fixată cu pană.

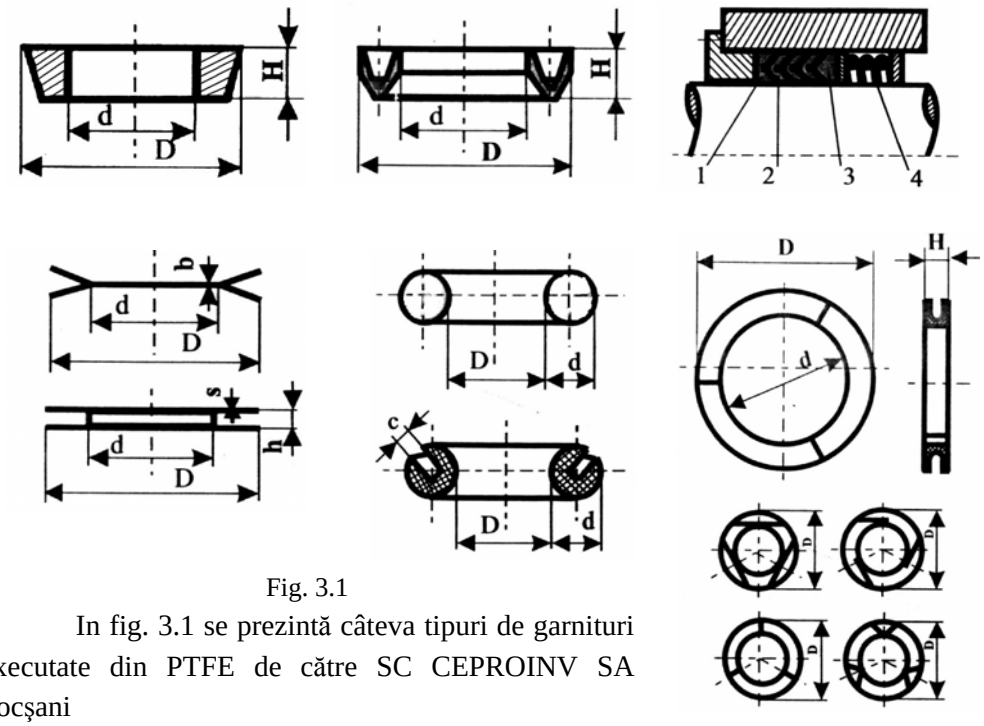


Fig. 3.1

In fig. 3.1 se prezintă câteva tipuri de garnituri executate din PTFE de către SC CEPROINV SA Focşani

Politrifluorcloretilena (hostaflon)

Prezintă o serie de caracteristici avantajoase, ca rezistență foarte bună față de substanțe chimice, lipsă de higroscopicitate şi refractabilitate (hostaflonul până la 150°). Sunt fragile sub -180°C şi au un coeficient de frecare redus, calitate importantă în situațiile în care nu se poate asigura ungerea cu ulei. Sunt rezistente la şocuri electrice.

Aceste materiale au dezavantajul unei durități prea mari şi al unei elasticități reduse, fără a reveni după deformări. Se deformează sub sarcină, în decursul timpului, la temperatură ambiantă, au un coeficient de dilatare mare şi o prelucrabilitate dificilă. La temperaturi depăşind 350°C unele tipuri se pot descompune formând vapori otrăvitori. Sunt atacate chimic la temperaturi şi presiuni ridicate de metalele alcaline topite (sodiu şi potasiu) şi de fluorul în stare gazoasă.

În unele situații, politetrafluoretilena şi politrifluorcloretilena sunt utilizate pentru armarea inelelor din azbest, a materialelor It şi a cauciucului, sau ca strat de protecție, în special, la burdufuri şi membrane.

3.5.8.3. Policlorura de vinil . Policlorura de vinil este un termoplast utilizat pe scară largă, care în stare moale se obține prin plastifiere cu esteri. Este foarte rezistentă la acizi, hidrocarburi şi uleiuri. Are bune proprietăți mecanice, o bună rezistență la frecare şi la îmbunătățire şi este uşor sudabilă.

In tabelul 3.35 se prezintă compatibilitatea principalelor tipuri de plastomeri în contact cu diferite medii de etanşare.

Tabelul 3.35

Denumirea mediului etanşat	Poliamidă	Teflon	Hostaflon	Policlorură de vinil
Apă	B,…+85	B,…+250	B,…+150	B
Soluții apoase	L,…+85	E,…+250	B,…+150	L,…+80
Acizi organici	C,…+80	E,-200…+150	B,-200…+250	C,…+80
Uleiuri vegetale şi animale	E, -40…+85	E,-200…+250	B,-200…+150	E,…+80
Hidrocarburi aromatice	E,-40…+85	E,-200…+250	L,-200…+250	-
Alcooli	E,-40…+85	E,-200…+250	B,-200…+150	B,…+80
Produse alimentare: băuturi, sucuri de fructe	E,-40…+85	E,-200…+250	B,-200…+150	E.-40…+85
Produse farmaceutice	E,-40…+85	E,-200…+250	B,-200…+150	E.-40…+85
Abur	L.-40…+85	E,-200…+250	B,-200…+250	E,…+80
Amestecuri frigorifice	B.-40…+85	E,-200…+250	B,-200…+250	B,…+80

Observație: 1. S-au utilizat pentru compatibilitate notațiile: E – excelentă; B – bună; L – limitată; C – condiționată; - incompatibilitate
2. Cifrele indică temperaturile minime, respectiv maxime de utilizare

3.5.9. Grafitul şi cărbunele sintetic

Grafitul moale este utilizat la execuția diferitelor tipuri de garnituri în formă de inel. Este rezistent la majoritatea acizilor şi bazelor, este foarte puțin higroscopic, ceea ce îl face să nu absoarbă condensatul în cazul utilizării sale la etanşări de abur şi nu se umflă sub influența umidității.

Având un coeficient de dilatare de numai 1/5 din acela al oțelului, utilizarea inelelor din grafit impune unele măsuri de precauție. Astfel, garniturile din grafit nu cedează la o deplasare a arborilor sau tijelor, ceea ce le face indicate numai în cazul unor mişcări limitate, cum sunt, de exemplu, tijele pentru ventile.

Cărbunele sintetic a câştigat o importanță crescândă în ultimul timp, ca material de etanşare care lucrează fără ungere. Are un conținut de peste 80% cărbune, restul fiind format din materiale de adaos, lianți şi impurități.

Cărbunele sintetic se adaptează la temperaturi foarte ridicate şi joase. În prezența oxigenului din aer, temperatura limită este de 400°C, în absența acestuia, 600°C. Are o stabilitate chimică mare, rezistând la majoritatea substanțelor chimice, excepție făcând acidul fluorhidric şi acizii oxidanți concentrați.

Cărbunele sintetic are un coeficient de frecare redus şi este autolubrifiant. Este poros, lucru ce poate fi eliminat prin impregnarea cu metale sau materiale plastice, procedeu care-i îmbunătățeşte proprietățile de frecare. Se prelucrează numai prin aşchiere.

3.5.10. Materiale metalice

Metalele sunt utilizate ca materiale de etanşare, în special, sub formă de garnituri plate sau profilate, respectiv sub formă de inele de alunecare masive. De asemenea, sunt utilizate pentru placarea unor garnituri din materiale incompatibile cu anumite medii, respectiv la învelirea garniturilor din materiale elastoplastice.

Plumbul moale. Plumbul moale este utilizat pentru executarea garniturilor plate şi a garniturilor în formă de manşoane. Garniturile plate se confecționează din tablă cu grosimi de 1-3 mm. Plumbul are o rezistență mecanică redusă.

Garniturile din plumb moale sunt utilizate, în special la etanşarea mediilor acide. Acestea se comportă similar garniturilor moi nemetalice. Se utilizează numai pentru etanşare de medii la presiuni reduse de max. 20 MPa.

Deoarece în prezența apei cu bioxid de carbon formează un carbonat, solubil în apă, cu duritate redusă, se va evita folosirea garniturilor sau conductelor din plumb

în asemenea situații.

Aluminiul moale. Ca şi plumbul, aluminiul moale este utilizat numai la presiuni reduse, el prezentând o rezistență mecanică redusă, care limitează capacitatea de încărcare la 50 MPa. În contact cu aerul, aluminiul formează un oxid protector care este dizolvat numai de acizi şi baze. Aluminiul moale se utilizează la confecționarea unor învelişuri pentru garniturile elastoplastice.

Cuprul moale. Cuprul moale se utilizează la confecționarea garniturilor lucrând la temperaturi ridicate şi la învelirea garniturilor din materiale elastoplastice. Coeficientul mare de transmitere a căldurii contribuie la disiparea rapidă a căldurii către suprafețele învecinate. Garniturile din cupru nu pot fi montate între flanşe din oțel dacă există pericolul de electroliză. Capacitatea de încărcare a garniturilor de cupru nu depăşeşte 70 MPa.

Bronzul şi alama. Bronzul este utilizat în confecționarea de garnituri inelare pentru presetupe, respectiv la etanşări cu inel alunecător. Bronzul şi alama se utilizează în special în situațiile în care se cere o rezistență chimică ridicată.

Oțelul. Oțelurile moi, nealiate pot fi utilizate pentru confecționarea de garnituri dacă sunt compatibile cu mediul etanşat. Se utilizează şi oțeluri aliate cu crom, nichel, molibden, wolfram etc., care sunt mai rezistente la atac chimic.

Oțelurile permit aplicarea unor forțe de strângere mari, asigurând etanşarea unor presiuni de fluid ridicate. De asemenea, rezistă la temperaturi ridicate.

Aliajul monel. Aliajul monel (63-68% Ni şi 28-30% Cu) se utilizează până la temperaturi de 800°C. În contact cu gazele sulfuroase, structura sa devine sfărămicioasă la temperaturi depăşind 260°C.

Fonta cenuşie. Fonta cenuşie este folosită la confecționarea garniturilor inelare, destinate în special etanşărilor cu inel alunecător pentru a fi utilizate la temperaturi ridicate. Are proprietăți autolubrifiante datorită conținutului de grafit şi utilizată în condiții de lucru corecte, are o uzură redusă.

Stelitele. Stelitele sunt aliaje cobalt-crom-wolfram, care sunt utilizate pentru blindarea suprafețelor de etanşare foarte solicitate, funcționând la temperaturi ridicate. Depunerea se face prin sudură autogenă iar prelucrarea după încărcare se face prin rectificare.

Argint, aur, platină. Aceste metale nobile sunt utilizate numai în cazurile în care nici un alt metal nu prezintă o rezistență suficientă la coroziune.

In tabelul 3.36 se prezintă compatibilitatea cărbunelui şi a metalelor curent utilizate în contact cu diferite medii de etanşare.

Tabelul 3.36

Denumirea mediului etanşat	Cărbune sintetic	Plumb	Aluminiu	Cupru	Bronz
Apă	E,…+400	E,…+200	E	E	E
Soluții apoase	E,…+400	E,…+200	-	L	L
Acizi organici	E,…+400	C,…+200	L	C	B
Uleiuri vegetale şi animale	L,…+400	B,…+200	E	E	E
Hidrocarburi aromatice	E,…+400	B,…+200	E,…+300	E,…+400	E,…+300
Alcooli	E,…+400	B,…+200	E,…+200	E,…+400	E,…+300
Produse alimentare: băuturi, sucuri de fructe	E	-	E	L	L
Produse farmaceutice	E	-	E	L	L
Abur	L,…+400	B,…+200	L	E	E -
Amestecuri frigorifice	E,…+400	B,…+200	L	L	E

Observație: 1. S-au utilizat pentru compatibilitate notațiile: E – excelentă; B – bună;
L – limitată; C – condiționată; - incompatibilitate
2. Cifrele indică temperaturile maxime de utilizare

3.6. Materiale utilizate în construcția utilajelor pentru transfer termic

La alegerea materialelor trebuie să se țină seama în primul rând de condițiile de lucru: temperatură, presiune, agresivitatea agenților termici etc. Condițiile ce se impun acestor materiale sunt:

- rezistență mecanică mare şi mai ales menținerea acesteia la temperaturi înalte;
- rezistență la fluaj;
- rezistență chimică la coroziune;
- prelucrare uşoară;
- preț de cost cât mai scăzut.

Toate materialele prezintă avantaje şi dezavantaje, legate de proprietățile lor sau de prețul de cost; de aceea alegerea trebuie să fie rezultatul unui calcul de optimizare.

Una din proprietățile importante ale materialelor utilizate în construcția schimbătoarelor de căldură este rezistența la coroziune. Se impune ca, în cele mai grele condiții, viteza de coroziune să nu depăşească 0,4 mm / an.

In construcția schimbătoarelor de căldură se utilizează atât materiale metalice cât şi nemetalice.

Pentru mantalele schimbătoarelor de căldură se recomandă oțeluri cu mare plasticitate; de asemenea materialul trebuie să aibă o bună sudabilitate şi să nu necesite un

tratament termic ulterior. Pentru funduri se recomandă Oțelurile cu un conținut de carbon sub 0,2 %, care se ştanțează şi se ambutisează uşor.

In construcția schimbătoarelor de căldură se utilizează frecvent piese confecționate din fontă , în special în cazul pieselor de formă complicată. Fonta se recomandă pentru confecționarea suporturilor schimbătoarelor de căldură.

Dintre metalele neferoase se utilizează frecvent aluminiul, cuprul şi aliajele de cupru, alamele şi bronzurile. Acestea se caracterizează prin conductibilitate termică foarte mare, se laminează uşor şi se prelucrează uşor prin deformare. Bronzurile sunt rezistente la coroziune şi din ele se execută armături pentru schimbătoarele de căldură.

Materialele nemetalice se utilizează mai puțin în construcția schimbătoarelor de căldură. Din acestea se fac corpuri, țevi, armături şi garnituri de etanşare. Cele mai folosite materiale plastice sunt: policlorura de vinil, polietilena, fluoroplastele, materialele plastice cu fibre de sticlă şi răşinile epoxidice.

4. CALCULUL ŞI CONSTRUCȚIA ELEMENTELOR RECIPIENTELOR CU PERETE SUBȚIRE, EXECUTATE DIN LAMINATE DE OȚEL

4.1. Generalități

Problemele de construcție se tratează alături de cele de calcul, deoarece ambele reprezintă două laturi ale muncii de proiectare, care nu pot fi separate una de alta.

Ca punct de plecare pentru proiectarea utilajelor de tipul recipientelor servesc dimensiunile de gabarit tehnologic (diametrul interior, lungimea, aria de schimb de căldură necesară) şi condițiile de regim (presiune, temperatură, corosivitatea mediului de lucru) aşa cum rezultă din cerințele procesului tehnologic. Condițiile de regim se reflectă în alegerea materialelor de construcție, pe de o parte şi pe de altă parte, ele determină, la gabarit dat, grosimea peretelui precum şi măsuri constructive.

Materialul, grosimea peretelui, gabaritul utilajului şi forma sa constructivă condiționează tehnologia de execuție.

4.2. Corp cilindric sau conic

4.2.1. Elemente constructive

Corpul cilindric se realizează prin asamblarea virolelor cilindrice. O virolă se obține din tablă prin curbare între valțuri şi sudare în lungul generatoarei virolei astfel ca fibrajul tablei obținut prin laminare să se afle pe direcție inelară (direcția de solicitare maximă, unde $\sigma_2 > \sigma_1$).

Lungimea tablei necesare obținerii unei virole cilindrice este:

$$L = \pi(D + s)$$

unde D reprezintă diametrul interior al recipientului, iar s grosimea tablei.

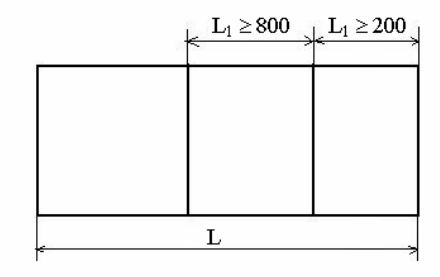


Fig. 4.1

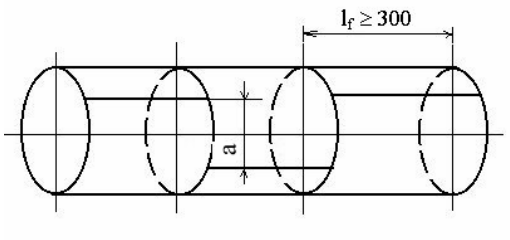


Fig. 4.2

Tablele utilizate au lungimi standardizate. Dacă lungimea necesară *L* (fig.4.1) este mai mare decât lungimea maximă de tablă existentă, se recurge la îmbinarea prin sudare a două sau mai multor bucăți de tablă. Acestea trebuie astfel alese încât două cusături vecine ale unei virole să fie la o distanță mai mare de 800 mm; pentru o singură asemenea distanță (măsurată între axele cordoanelor de sudură) se admite o valoare de minimum 200 mm.

Corpul se obține prin sudarea cap la cap a virolelor cu cordoane de sudură circumferențiale (inelare). Se va urmări să nu existe cordoane în cruce, iar între două cordoane de sudură meridionale a două virole alăturate (fig.4.2) să existe un decalaj "*a*" mai mare decât de trei ori grosimea tablei mai groase ($a > 3s$), însă minimum 100 mm. Virola terminală trebuie să aibă lungimea de cel puțin 300 mm.

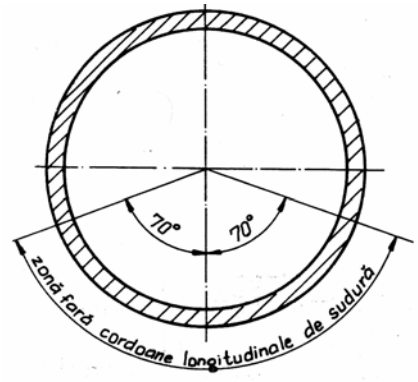


Fig. 4.3

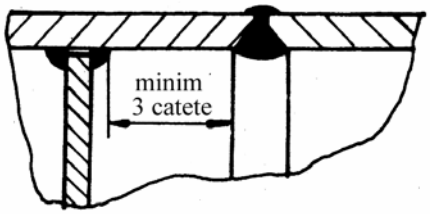


Fig. 4.4

La recipientele ce se aşează orizontal trebuie evitată amplasarea cordoanelor de sudură într-o zonă de 2 x 70^o (fig.4.3), ceea ce le fereşte, practic, de solicitări suplimentare la întindere. Cordoanele circulare ale acestor recipiente nu trebuie să coincidă cu reazemele, în zona cărora acționează forțe transversale importante.

Cusăturile sudate pentru fixarea echipamentelor amplasate la interiorul recipientului trebuie decalate față de sudurile acestuia cu o distanță egală cu cel puțin 3

ori cateta cusăturii de colţ (fig.4.4).

In cazul elementelor de fixare (suporţi etc.) care traversează îmbinările sudate ale recipientului, se vor practica decupări în elementele respective (fig.4.5) sau se va întrerupe cordonul de prindere a acestora.

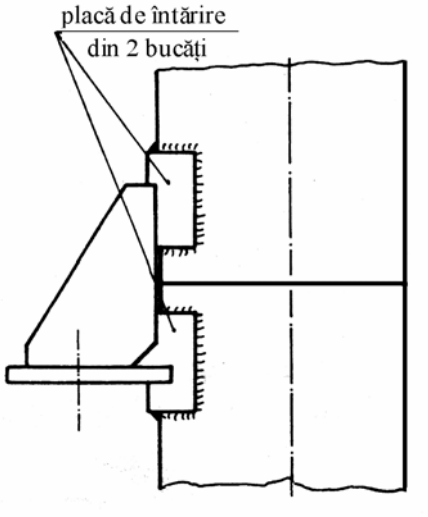


Fig. 4.5

La sudarea cap la cap a tablelor cu grosimi diferite, tabla cea mai groasă trebuie teşită uniform până la grosimea tablei subţiri, pe o lungime cel puţin egală cu de 4 ori diferenţa de grosime, conform fig.4.6b. Nu este necesară teşirea tablei mai groase, dacă diferenţa de grosime dintre table nu este prea mare, în acest caz sudura se poate realiza conform fig.4.6a.

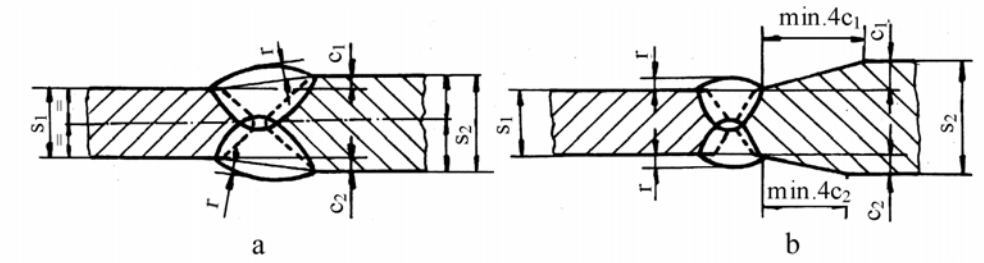


Fig. 4.6

Amplasarea orificiilor nu se va face pe îmbinările sudate sau în imediata apropiere a acestora. In mod excepţional, dacă amplasarea orificiilor nu poate fi evitată, se va practica întărirea orificiului pe baza calculului de compensare.

Corpul conic se asamblează din virole tronconice cu respectarea tuturor condiţiilor impuse virolelor cilindrice.

4.2.2. Elemente de calcul

4.2.2.1. Elemente cilindrice supuse la presiune pe partea interioară.

a) *Calculul de dimensionare*

Constă în determinarea grosimii de rezistenţă şi apoi a celei de proiectare a învelişului recipientului. Pentru recipientele cu perete subţire ($\beta \leq 1{,}2$), se aplică teoria

învelişurilor dezvoltată în capitolul 1.

La distanțe destul de mari de reazeme, de îmbinarea cu fundul, cu flanşele etc. cilindrul supus la presiune pe partea interioară este solicitat numai la tensiunile de membrană. Conform ipotezei tensiunii tangențiale maxime, starea periculoasă apare atunci când tensiunea tangențială maximă este egală cu σ_{ech}. Conform acestei teorii, pentru calculul de rezistență se poate aplica relația (1.22). Dacă σ_{ech} se înlocuieşte cu σ_{as} $\left(\sigma_{as} = zf_a\right)$, şi dacă se explicitează mărimea s_0 - grosimea teoretică a peretelui - se obține relația de dimensionare (1.23). In relația (1.23) se introduce diametrul suprafeței pe care acționează presiunea de calcul, p_c, adică $D = D_m - s_0$ şi se obține:

$$s_0 = \frac{p_c\left(D + s_0\right)}{2zf_a} \quad sau \quad s_0 = \frac{p_c D}{2zf_a - p_c} \qquad [mm]. \tag{4.1}$$

Ținând cont de adaosul pentru condițiile de exploatare, c_1 şi de adaosul de rotunjire, c_{f1}, rezultă grosimea de proiectare, s_p :

$$s_p = \frac{p_c D}{2zf_a - p_c} + c_1 + c_{r1} \qquad [mm]. \tag{4.2}$$

b) *Calculul de verificare*

Acest calcul constă în:

b_1.Verificarea aplicabilităţii formulei pentru calculul grosimii de proiectare.

Relația (4.2) este aplicabilă dacă este îndeplinită condiția:

$$\frac{s_p - c_1}{D} \le 0{,}1. \tag{4.3}$$

b_2. Verificarea la presiunea de probă hidraulică.

Recipientul înainte de a fi livrat trebuie verificat la presiune hidraulică. Proba hidraulică se face în general cu apă, cu recipientul nevopsit şi fără amenajări interioare sau exterioare. Toate cordoanele de sudură exterioare se dau cu var, iar după uscare se face proba hidraulică timp de 10 minute.

Presiunea pentru proba hidraulică, p_{ph}, se determină cu relația:

$$p_{ph} = 1{,}25\, p_c \cdot \frac{f_{ap}}{f_a} \qquad [MPa], \tag{4.4}$$

în care presiunea de calcul, p_c, este dată de relația:

$$p_c = \frac{2(s_p - c_1)\cdot zf_a}{D + (s_p - c_1)} \qquad [MPa]. \tag{4.5}$$

Pentru ca recipientul să reziste la presiunea hidraulică p_{ph} este necesar a fi

îndeplinită condiția:

$$(s_p)_{ph} = \frac{p_{ph} D}{2zf_{ap} - p_{ph}} + c_1 \le s_p . \tag{4.6}$$

4.2.2.2. Elemente cilindrice supuse la presiune pe partea exterioară

Acest calcul se referă la pierderea stabilității învelişului şi are caracter de recomandare. Este valabil numai pentru intervalul de temperatură în care sunt cunoscute caracteristicile materialelor, determinate pe baza încercărilor de scurtă durată.

Prima aproximare a grosimii se poate face cu ajutorul relației (4.2).

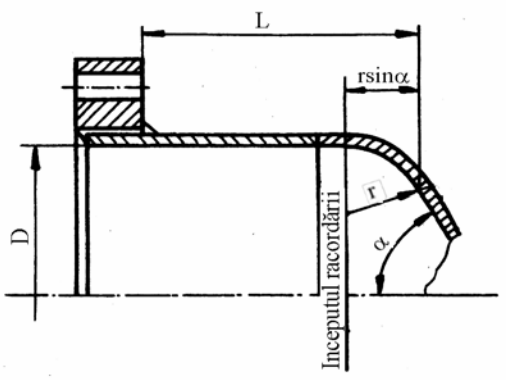


Fig. 4.7

Elementele cilindrice la care este îndeplinită una din condițiile (4.7) şi care lucrează la presiune pe partea exterioară, în limita de elasticitate, se calculează la stabilitate cu una din următoarele relații:

$$\frac{L}{D} > 7{,}64 \cdot \sqrt[6]{\frac{10^{-6} \cdot E^t}{p_c}} \qquad \frac{L}{D} > \sqrt{\frac{D}{2(s_p - c_1)}}. \tag{4.7}$$

a) *Grosimea de proiectare a elementului*

$$s_p = 0{,}77 \cdot \frac{D}{100} \cdot \sqrt[3]{\frac{p_c c_{st1}}{10^{-6} E^t}} + c_1 + c_{r1} \qquad [mm]. \tag{4.8}$$

b) *Presiunea de calcul la verificare*

$$p_c = \frac{2{,}21 \cdot 10^{-6}}{c_{st1}} \cdot E^t \left[\frac{100 \left(s_p - c_1 \right)}{D} \right]^3 \qquad [MPa] \tag{4.9}$$

unde: c_{st1} = 2,6 - coeficient de siguranță la pierderea stabilității în limitele domeniului elastic, corespunzător valorii minime a presiunii critice;

L - lungimea de calcul a elementului. Aceasta se determină conform fig.4.7.

4.2.2.3. Elemente conice supuse la presiune pe partea interioară

Deoarece relațiile stabilite în capitolul 1 pentru învelişul conic sunt mai complicate, în calculul de rezistență al elementelor conice supuse la presiune pe partea

interioară se folosesc relaţii simplificate.

In fig.4.8 se prezintă câteva soluţii constructive de elemente conice. Pentru soluţia din fig.4.8a se calculează:

a) *Grosimea de proiectare a elementului conic, supus la presiune pe partea interioară.*

In zona îngroşată, are cea mai mare valoare rezultată din relaţiile :

$$s_{pk} = \frac{p_c D\ K}{2zf_a} + c_1 + c_{r1} \qquad [mm]; \tag{4.10}$$

$$s_{pk} = \frac{p_c\ D_k}{2\ zf_a p_c} \cdot \frac{1}{\cos\alpha} + c_1 + c_{r1} \qquad [mm]. \tag{4.11}$$

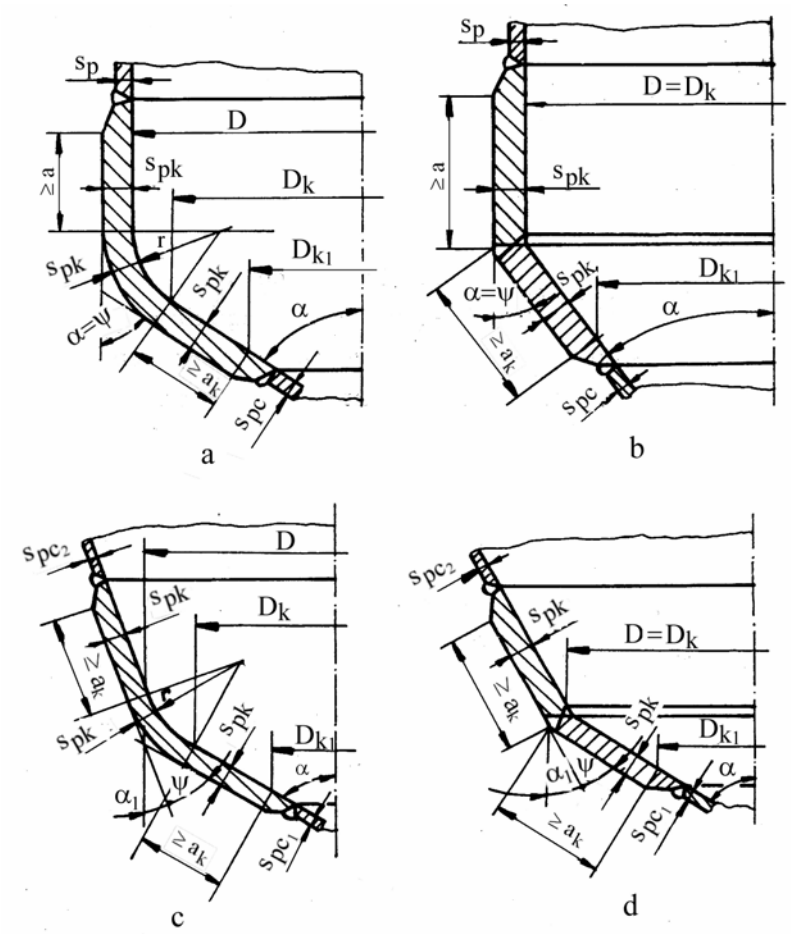


Fig. 4.8

unde: K – coeficient ce se alege din tabelul 4.1 în funcţie de raportul *r/D* şi unghiul ψ;

D_k - diametrul interior al elementului conic, conform fig.4.8a.

$$D_k = D - 2r\left(1 - \cos\alpha\right) \quad [mm];$$

în care: α - semiunghiul la vârful fundului conic;

r - raza interioară de racordare, conform fig.4.8a; pentru elementele conice racordate r se alege constructiv, iar pentru cele neracordate se alege în mod convenţional, $r = 0{,}01D$.

ψ - unghiul generatoarelor elementelor înclinate;

Tabelul 4.1

ψ	Valorile coeficientului K											
	r/D = 0,01	0,02	0,03	0,04	0,06	0,08	0,10	0,15	0,20	0,30	0,40	0,50
10^0	0,70	0,65	0,60	0,60	0,55	0,55	0,55	0,55	0,55	0,55	0,55	0,55
20^0	1,00	0,90	0,85	0,80	0,70	0,65	0,60	0,55	0,55	0,55	0,55	0,55
30^0	1,35	1,20	1,10	1,00	0,90	0,85	0,80	0,70	0,65	0,55	0,55	0,55
45^0	2,05	1,85	1,65	1,50	1,30	1,20	1,10	0,95	0,90	0,70	0,55	0,55
60^0	3,20	2,85	2,55	2,35	2,00	1,75	1,60	1,40	1,25	1,00	0,70	0,55
75^0	6,80	5,85	5,35	4,75	3,85	3,50	3,15	2,70	2,40	1,55	1,00	0,55

Grosimea de proiectare se calculează cu relaţiile (4.10), (4.11) dacă sunt îndeplinite următoarele condiţii :

- semiunghiul la vârful elementului conic este $\alpha \le 70^0$;
- lungimea părţii îngroşate a elementului cilindric este cel puţin :

$$a \ge 0{,}5\sqrt{D(s_{pk} - c_1)};$$

- lungimea părţii îngroşate a elementului conic este cel puţin :

$$a_k \ge 0{,}5\sqrt{\frac{D(s_{pk} - c_1)}{\cos\alpha}}.$$

Pentru $\alpha > 70^o$ grosimea se calculează cu relaţia:

$$s_{pk} = 0{,}3\left(D - r\right)\frac{\alpha}{90}\sqrt{\frac{p_c}{zf_a}} + c_1 + c_{r1} \quad [mm]. \qquad (4.12)$$

<u>In afara zonei îngroşate</u>, are valoarea rezultată din relaţia:

$$s_{pc} = \frac{p_c D_{k1}}{2zf_a - p_c} \cdot \frac{1}{\cos\alpha} + c_1 + c_{r1} \qquad [mm]; \tag{4.13}$$

unde D_{k1} reprezintă diametrul interior al elementului conic, măsurat la baza mare.

$$D_{k1} = D_k - 2a_k \sin\alpha \qquad [mm].$$

b)Presiunea *de calcul* la verificarea elementului conic (pentru $\alpha \le 70^o$) trebuie să fie cea mai mică valoare rezultată din relațiile:

$$p_c = \frac{2zf_a(s_{pk} - c_1)}{KD} \qquad [MPa]; \tag{4.14}$$

$$p_c = \frac{2zf_a(s_{pk} - c_1)\cos\alpha}{D_k + (s_{pk} - c_1)\cos\alpha} \qquad [MPa]. \tag{4.15}$$

Relațiile de calcul (4.10) ... (4.15) sunt aplicabile în toate cazurile în care sunt îndeplinite condițiile :

- $\frac{s_{pk} - c_1}{D} < \frac{0{,}1}{\cos\alpha}$;

- elementul conic este de revoluție.

4.2.2.4. Elemente conice supuse la presiune pe partea exterioară

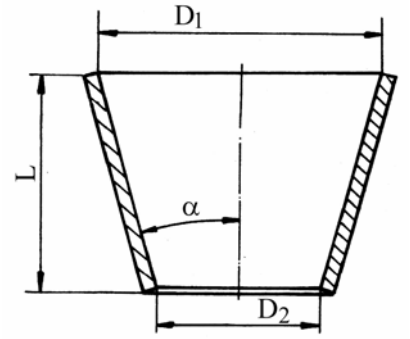


Fig. 4.9

Acest calcul are caracter de recomandare şi este valabil numai pentru intervalul de temperaturi în care sunt cunoscute caracteristicile materialelor, determinate pe baza încercărilor de scurtă durată a materialelor şi daca $\alpha \le 60^o$. Presiunea de calcul la verificare se determină cu relația (4.15), diametrul interior determinându-se cu relația:

$$D = \frac{0{,}9D_1 + 0{,}1D_2}{\cos\alpha},$$

unde D_1 şi D_2 au semnificațiile din fig.4.9.

4.3. Funduri şi capace

Prin fund se înțelege elementul care închide extremitățile unei mantale cilindrice sau conice, formând un recipient.

Alegerea formei capacelor şi fundurilor pentru recipiente depinde de condițiile

impuse de procesul fizic sau fizico-chimic din recipient, de presiunea din recipient, precum şi de posibilităţile de fabricare ale uzinei constructoare.

După profilul suprafeţei mediane a învelişului fundurile şi capacele pot fi: semisferice, elipsoidale, sferice cu racordare, sferice fără racordare, plane cu racordare, plane fără racordare, tronconice.

Pentru aparatele care funcţionează la presiune atmosferică sunt preferate funduri şi capace plane, acestea fiind mai ieftine.

La presiuni medii şi mari nu este recomandată folosirea capacelor plane (mai ales la recipiente mari), deoarece acestea devin prea grele.

La un diametru şi o presiune dată grosimea profilului creşte în ordinea următoare: semisferic, elipsoidal, sferic cu racordare şi plan fără racordare. Cu cât adâncimea profilului este mai mică, cu atât grosimea sa este mai mare. Profilul plan, la care adâncimea este zero, are grosimea cea mai mare.

Cu excepţia profilurilor semisferic, sferic neracordat, tronconic şi plan neracordat, toate celelalte profiluri se continuă în mod obligatoriu cu o porţiune cilindrică de înălţime h_1. Aceasta are drept scop evitarea suprapunerii a doi concentratori de tensiune constituiţi de zona de trecere de la profil la cilindru şi de cordonul de sudură inelar dintre fund şi corpul recipientului.

Profilul tronconic are adâncimea cea mai mare şi lungeşte mult recipientul, el fiind folosit, în general, pentru decantare, pentru separarea substanţelor solide, pentru trecerea de la o secţiune la alta a virolelor cilindrice, etc.

4.3.1. Forme constructive

Cele mai uzuale profiluri pentru capace şi funduri sunt :

a) *Profilul semisferic*

Este caracterizat prin cea mai mică grosime a peretelui. Pe lângă acest avantaj prezintă dezavantajele unei execuţii mai greoaie şi faptul că lungeşte recipientul. La recipientele sub presiune utilizarea fundurilor semisferice devine raţională din punct de vedere economic la $D \geq 2{,}5$ m.

b) Profilul *elipsoidal*

Fundurile şi capacele elipsoidale se execută dintr-o bucată prin ambutisare pe presă (fig.4.10), sau din segmente prin sudare. In timpul execuţiei pe presă a fundurilor sau capacelor elipsoidale se produce, în anumite zone, subţierea tablei cu până la 10 % din grosimea nominală. La alegerea grosimii tablei necesare realizării unui fund sau capac, de o anumită grosime, trebuie să se ţină seama de această subţiere, precum şi de faptul că tabla se livrează cu abatere negativă.

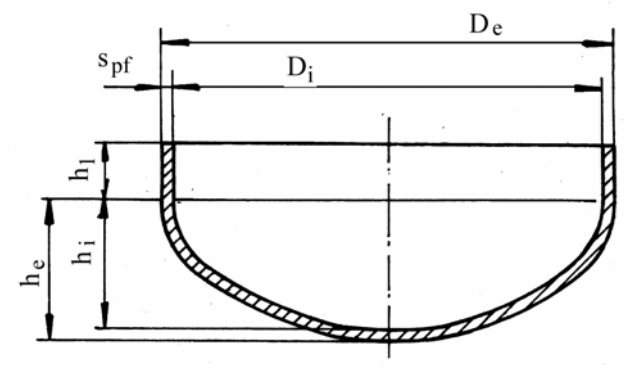


Fig. 4.10

In fig. 4.10 cotele D_e şi h_e se referă la fundurile pentru recipiente cilindrice cu $D_n \leq 500$ mm. iar cotele D_i şi h_i la cele cu D_n >500 mm. Se utilizează în mod obişnuit funduri cu h_i / D_i = 0,25, pentru care tensiunile inelare în zona adiacentă ecuatorului sunt relativ mici. Geometria fundurilor şi capacelor elipsoidale este dată în STAS 7949-81.

Lungimea părții cilindrice h_1 a fundului în vederea sudării cap la cap cu o virolă cilindrică, trebuie să aibă valoarea minimă înscrisă în tabelul 4.2.

Tabelul 4.2

Grosimea fundului, s_{pf}, mm	≤ 10	10...20	> 20
h_1, mm	25	s_{pf} + 15	0,5 s_{pf} + 25

c) *Profilul sferic cu racordare (mâner de coş)*

Se obține dintr-o calotă sferică de rază *R*, racordată la o porțiune toroidală de rază *r* (fig.4.11), racordată la rândul ei la porțiunea cilindrică de capăt. In zona adiacentă cercului paralel A_1A_2, corespunzător trecerii de la profilul sferic la profilul toroidal, apar tensiuni de încovoiere. Acestea sunt cu atât mai mari cu cât raza r este mai mică şi cu cât raportul *r / R* este mai mic.

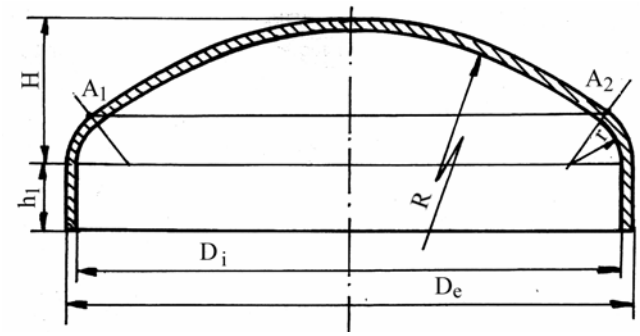


Fig. 4.11

Aceste funduri şi capace se construiesc cu H=0,266D_e, care corespunde cazului în care R=D_e şi r = 0,15D_e. Pentru aceste dimensiuni se obține, în condiții date, grosimea minimă a fundului sau capacului racordat. Fundurile sferice cu racordare sunt mai puțin adânci şi se realizează mai uşor decât cele elipsoidale.

d) *Profilul sferic neracordat*

Se utilizează pentru închiderea unui recipient cilindric de care se sudează. In zona îmbinării dintre fund şi învelişul cilindric se produce o discontinuitate geometrică a structurii, cu variaţia bruscă a razei de curbură a meridianului; ca urmare aici apar tensiuni încovoietoare mari şi forţe de desfacere pe axa de simetrie.

Astfel de funduri se utilizează de obicei la aparate de mai mică importanţă, care funcţionează la presiuni sub 0,07 MPa şi la temperaturi sub 200^0C, fiind preferate în locul fundurilor plane.

e) *Profilul tronconic*

Se utilizează pentru funduri şi poate fi fără sau cu racordare. Unghiul la vârf 2α se alege în funcţie de rolul fundului tronconic. Astfel, dacă acesta este destinat descărcării unor materiale pulverulente, unghiul complementar lui α trebuie să fie mai mare decât unghiul de taluz natural, ψ, al materialului.

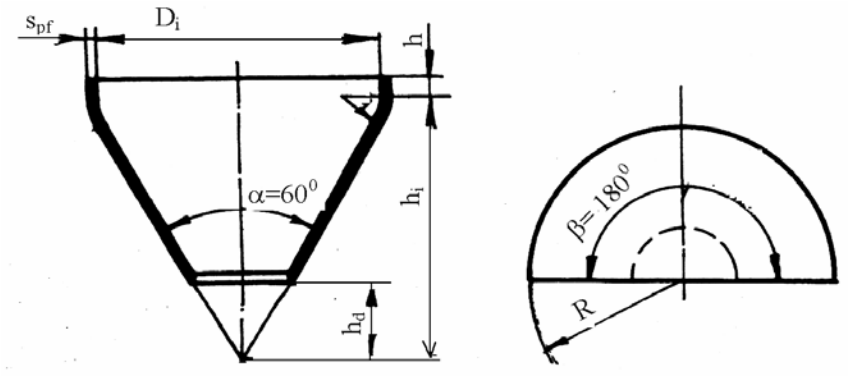


Fig. 4.12

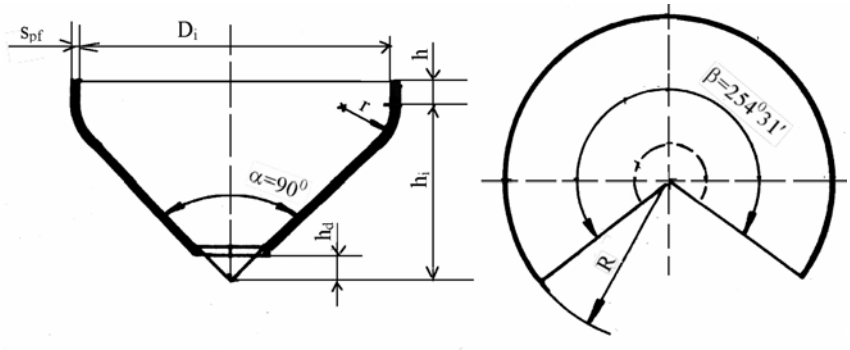


Fig. 4.13

Deoarece pentru multe materiale granulare şi pulverulente ψ=30...50^0, de obicei unghiul la vârf α=60...120^0. Fundurile tronconice racordate sunt standardizate. Fundurile

tronconice fără racordare pot fi utilizate la presiuni interioare mici şi la $\alpha < 60^o$. Fundul tronconic măreşte lungimea recipientului. Fabricarea virolelor tronconice, prin curbare pe valţ, este o operație dificilă, mai ales dacă grosimea peretelui este mai mare, iar diametrul minim al fundului este mic. Fundurile tronconice cu $\alpha > 120^o$ sunt groase, grele şi scumpe.

In fig.4.12 şi fig.4.13 se prezintă diferite forme de funduri tronconice, pentru α diferit.

f) Profilul plan

Se utilizează pentru funduri şi capace de recipiente. Acestea se obțin relativ uşor, în schimb au grosimi mari. Din acest motiv sunt utilizate îndeosebi la recipiente de diametre mici. Fundurile plane fără racordare se asamblează prin sudare (fig.4.14a) sau cu ajutorul unor inele filetate (fig.4.14b), iar cele plane cu racordare se execută ca în fig.4.14c.

Profilul plan poate fi utilizat şi în calitate de capac, când se asamblează cu

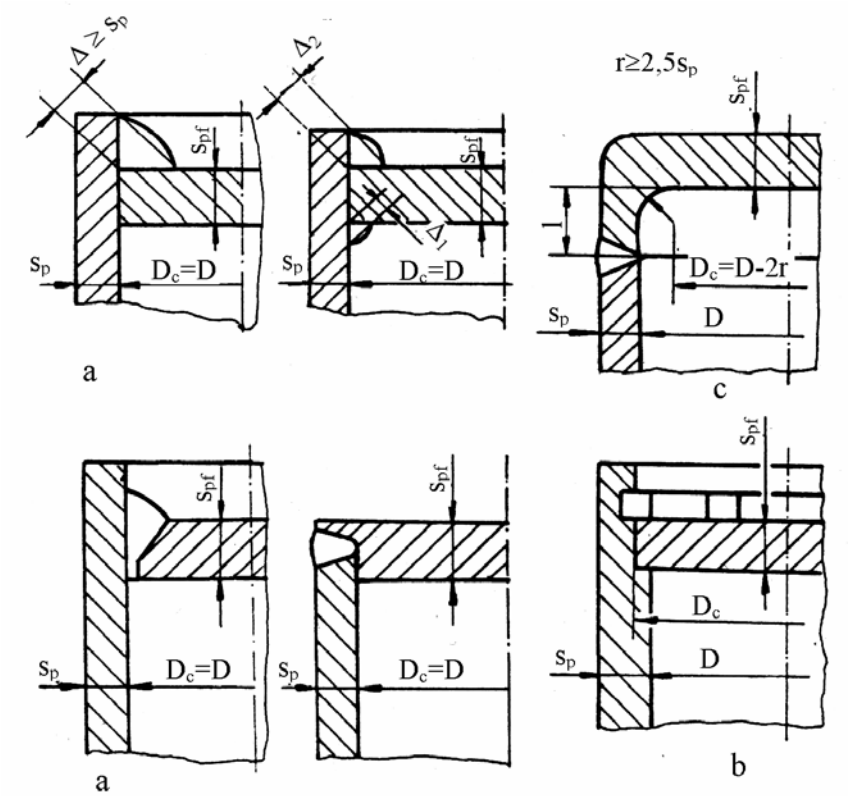


Fig. 4.14

şuruburi (fig.4.15). Grosimea fundului plan este, în general, mai mare decât grosimea învelişului cilindric căruia i se ataşează.

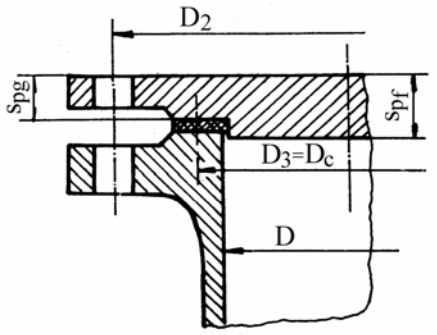


Fig. 4.15

4.3.2. Elemente de calcul

1. Funduri şi capace elipsoidale.

a) grosimea de proiectare:

$$s_{pf} = \frac{p_c\ R}{2zf_a - p_c} + c_1 + c_{r1} \qquad [mm]; \quad (4.16)$$

unde *R* este raza de curbură la centrul fundului, calculată cu relaţia :

$$R = \frac{D^2}{4h_i}$$

în care: $h_i = f(D)$.

Relaţia (4.16) este aplicabilă dacă sunt îndeplinite condiţiile :

$$\frac{s_{pf} - c_1}{D} \le 0{,}1; \qquad (4.17)$$

$$0{,}2 \le \frac{h_i}{D} \le 0{,}5; \qquad (4.18)$$

$$p_c \le \frac{2zf_a\ (s_{pf} - c_1)}{R + (s_{pf} - c_1)}. \qquad (4.19)$$

Termenii din aceste relaţii au semnificaţiile din fig.4.10.

2. Funduri şi capace sferice cu racordare (mâner de coş).

a) Grosimea de proiectare a fundului sau capacului, supus la presiune pe partea interioară, se calculează cu relaţia :

$$s_{pf} = \frac{p_c DK_s}{4\ zf_a} + c_1 + c_{r1} \qquad [mm]; \qquad (4.20)$$

unde K_s este factor de formă.

Factorul de formă K_s se determină în funcţie de raportul *H/D*. Acest raport se recomandă a fi cuprins între limitele:

$$0{,}15 < \frac{H}{D} \le 0{,}40;$$

unde *H* reprezintă înălţimea părţii bombate a fundului, conform fig.4.11.

b) Presiunea de calcul la verificarea elementului:

$$p_c = \frac{4zf_a(s_{pf} - c_1)}{DK_s} \quad [MPa]. \tag{4.21}$$

Relaţiile (4.20) şi (4.211) sunt aplicabile dacă sunt îndeplinite următoarele condiţii:

$$0{,}50 < \frac{R}{D} \le 1;$$

$$0{,}003 < \frac{s_{pf} - c_1}{D} \le 0{,}10;$$

$$r \ge 3(s_{pf} - c_1); \quad r \ge 0{,}1D,$$

:unde *r* este raza interioară de racordare, conform fig.4.11

3. Funduri şi capace tronconice

Aceste funduri şi capace se calculează utilizând relaţiile (4.10)….(4.15) de la elementele conice supuse la presiune pe partea inferioară.

4. Funduri si capace plane

a) Fundurile si capacele plane, circulare, cu excepţia celor care au rol de flanşă se calculează cu următoarele relaţii:

- grosimea de proiectare

$$s_{pf} = kD_c\sqrt{\frac{p_c}{f_a}} + c_1 + c_{r1} \quad [mm]; \tag{4.22}$$

- presiunea de calcul la verificare:

$$p_c = \left[\frac{(s_{pf} - c_1)}{kD_c}\right]^2 \cdot f_a \quad [MPa], \tag{4.23}$$

unde: *k* – factor dependent de gradul de încastrare a conturului plăcii circulare;

D_c - diametrul de calcul, conform fig.4.14

In toate cazurile de îmbinări ale fundurilor cu elemente cilindrice, grosimile de proiectare ale fundurilor nu vor fi mai mici decât grosimile de proiectare ale elementelor cilindrice.

b) Capacele plane circulare care au rol şi de flanşă se calculează cu relaţiile:

- grosimea de proiectare, conform fig.4.15, se determină cu relaţia:

$$s_{pf} = k_1 D_c\sqrt{\frac{p_c}{f_a}} + c_1 + c_{r1} \quad [mm]; \tag{4.24}$$

- presiunea de calcul la verificare:

$$p_c = \left[\frac{\left(s_{pf} - c_1\right)}{k_1 D_c}\right]^2 \cdot f_a \quad [MPa], \tag{4.25}$$

unde k_1 este factor ce se calculează cu relaţia:

$$k_1 = \sqrt{0{,}0515 \cdot \left(\frac{D_2}{D_3} + 1\right)^2 + 0{,}5\left(\frac{D_2}{D_3} - 1\right) \cdot \left(\frac{P_s}{F} - 1\right)}$$

în care: D_2 – diametrul de montare a şuruburilor;

D_3 – diametrul cercului pe care este repartizată reacţiunea garniturii;

$F = 0{,}785\, p_c D_3^2$;

P_s – forţa de calcul din şuruburi.

- grosimea de proiectare a capacelor circulare, în zona de strângere a garniturii (fig.4.15) se determină cu relaţia:

$$s_{pg} = K_{10}\sqrt{\frac{p_s}{f_a}} + c_1 + c_{r1} \quad [mm], \tag{4.26}$$

cu condiţia: $s_{pg} \geq 0{,}85 s_{pf}$.

Factorul de formă K_{10} se determină cu relaţia:

$$K_{10} = 0{,}8\sqrt{\frac{D_2}{D_3} - 1}$$

4.4. Asamblări cu flanşe

4.4.1. Generalităţi

În industriile de proces, asamblarea demontabilă între elementele componente ale utilajelor, între utilaje şi conducte sau între tronsoane de conducte se efectuează cu ajutorul flanşelor.

Asamblarea demontabilă cu ajutorul flanşelor este impusă fie de condiţiile de exploatare, fie de procedeul de fabricaţie sau de condiţiile de montare ale elementelor care compun utilajele. Racordurile tehnologice pentru introducerea şi evacuarea substanţelor prelucrate, gurile de vizitare şi de control etc. sunt de asemenea prevăzute cu flanşe. Strângerea garniturii între flanşe se realizează cu şuruburi sau prezoane.

Sub acţiunea forţei de strângere este necesar ca flanşa să reziste, iar garnitura

de etanşare să nu fie distrusă. Etanşeitatea este condiționată de precizia execuției flanşelor (planeitatea şi rugozitatea suprafețelor de etanşare) şi de calitatea garniturii.

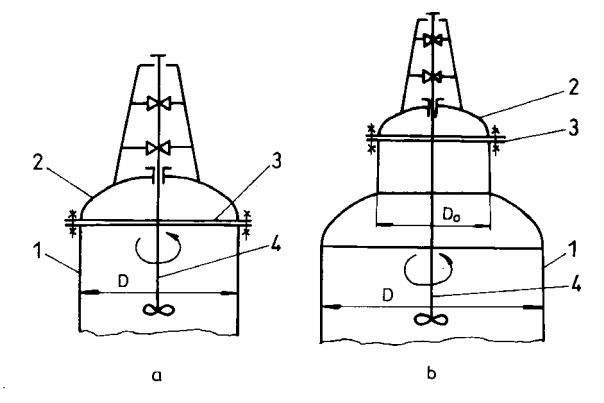


Fig.4.16
1 – virolă; 2 – capac; 3 – flanşe; 4 – dispozitiv amestecare

Cu cât produsul "$p \cdot D$" dintre presiunea mediului de lucru p şi diametrul D al recipientului este mai mare, cu atât flanşa trebuie să fie mai rigidă şi, în consecință, masa acesteia mai mare. Din acest motiv, ori de câte ori este posibil, diametrul capacului demontabil D_0 al recipientului (fig.4.16b) se realizează mai mic decât diametrul D al acestuia, sau se prevăd deschideri laterale care să permită efectuarea lucrărilor de montare şi de întreținere în interiorul recipientului.

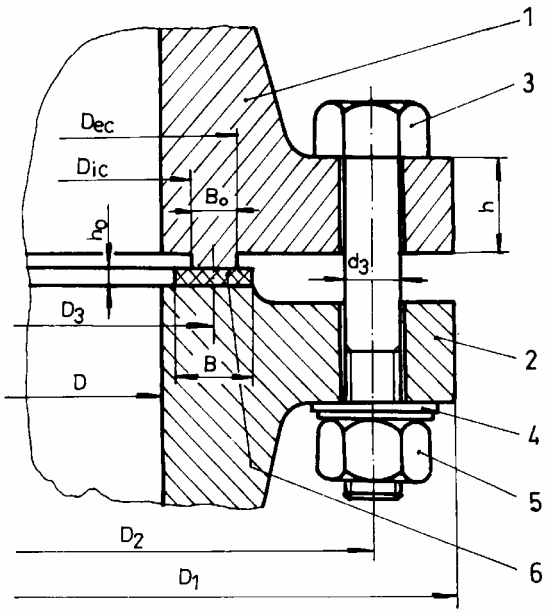


Fig. 4.17
1,2 – flanşe; 3 – şurub; 4 – şaibă; 5 – piuliță; 6 - garnitură

Pentru condiţii de funcţionare date (presiune, temperatură, viteză de încălzire sau de răcire), dimensiunile principale care interesează la o asamblare cu flanşe sunt (fig.4.17): diametrul exterior al flanşei D_1; diametrul de montare a şuruburilor D_2; lăţimea suprafeţei de strângere a garniturii de etanşare B_0; numărul z şi diametrul d_s al şuruburilor; grosimea h a talerului flanşei; dimensiunile garniturii, h_g , B şi D_3.

Dimensiunile alese pentru flanşe trebuie verificate din punct de vedere al asigurării rezistenţei, rigidităţii şi etanşeităţii .

Dacă problemele de **rezistenţă** ale asamblării cu flanşe se rezolvă relativ uşor, în schimb **etanşeitatea** acesteia depinde în mare măsură de calitatea execuţiei şi a montării asamblării. Pe de altă parte, variaţia caracteristicilor calitative ale materialului garniturii de etanşare este mai mare, pentru acelaşi lot de garnituri, decât cele ale materialului flanşei. Din acest motiv, calculul etanşeităţii este mai puţin exact decât calculul de rezistenţă al flanşelor.

Pentru presiuni mari, soluţiile constructive ale flanşelor nu pun probleme din punctul de vedere al **rigidităţii**. Flanşele pentru presiuni mici şi medii trebuie să fie suficient de rigide, astfel încât rotirea excesivă a talerului flanşei să nu provoace micşorarea etanşeităţii şi solicitarea suplimentară la încovoiere a învelişului (ţeavă, recipient) de care este asamblată. O rigiditate insuficientă poate duce la deformarea plastică a învelişului în apropierea flanşei şi la încovoierea şurubului (fig.4.18a), sau la

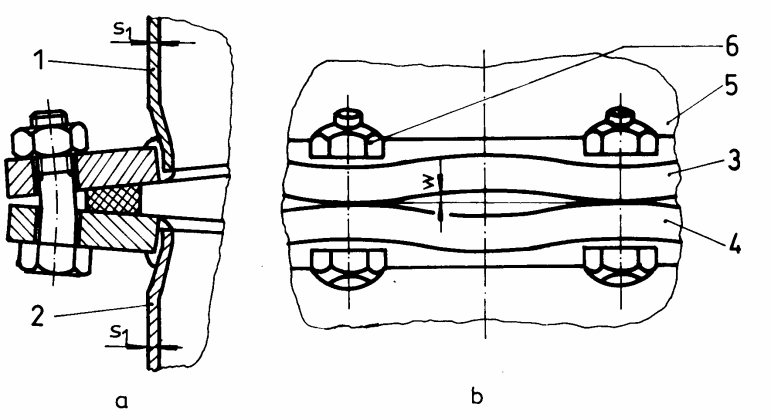


Fig. 4.18
1,2 – virole; 3,4 – flanşe; 5,6 - şuruburi

încovoierea flanşelor între două şuruburi alăturate (fig.4.18b), ceea ce poate compromite etanşeitatea. Acest ultim neajuns poate fi compensat, în anumite limite, prin micşorarea pasului t dintre şuruburi. În acest caz, datorită numărului mai mare de găuri în flanşă, rigiditatea acesteia scade întrucâtva. Încovoierea zonei de capăt a

învelişului (fig.4.18a) nu poate fi evitată decât prin mărirea rigidităţii ei. Aceasta se poate realiza prin îngroşarea virolei 2 în zona 1 de îmbinare cu flanşele plate 3 şi 4

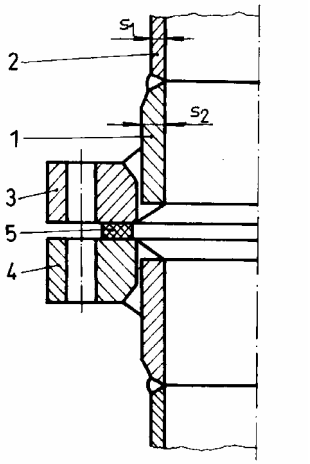


Fig. 4.19

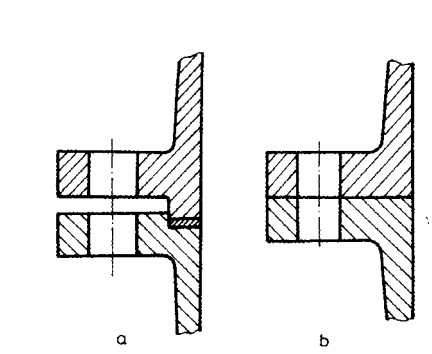


Fig. 4.20

(fig.4.19), prin utilizarea unei flanşe plate cu nervuri de rigidizare (fig.4.22b), sau prin utilizarea unei flanşe cu gât (fig.4.22c).

4.4.2. Forme constructive

Asamblările cu flanşe pot fi împărţite în două tipuri de bază: cu flanşe fără contact (fig.4.20a) şi cu flanşe cu contact (fig.4.20b). Cea mai mare răspândire o are primul tip de asamblare (conducte, recipiente, aparate etc.). Asamblările cu flanşe cu contact sunt frecvent utilizate în construcţiile unde nu este necesară o etanşare perfectă a îmbinării (flanşele carcaselor maşinilor, reductoarelor etc.).

În prezent, flanşele se realizează într-o varietate mare de forme constructive. Acestea pot fi grupate după diferite criterii.

Din punct de vedere constructiv, flanşele se clasifică în funcţie de:

a) forma talerului: rotunde, ovale, pătrate, triunghiulare (fig.4.21);

b) forma secţiunii flanşei: plată, cu gât (fig.4.22);

c) procedeul de fabricaţie: turnate, forjate dintr-o bucată sau asamblate din două sau mai multe bucăţi;

d) modul de asamblare cu racordul sau cu recipientul: prin sudare, filetare, mandrinare, nituire (rar) sau flanşe libere;

e) mediul de lucru etanşat: flanşe normale, flanşe speciale protejate

anticorosiv;

f) forma suprafeţei de etanşare: plană (netedă, cu rizuri inelare, cu adâncitură sau prag inelar, cu canal sau cu pană) sau tronconică.

Flanşele plate (fig.4.22a) se execută din oţel şi se asamblează cu ştuţul prin

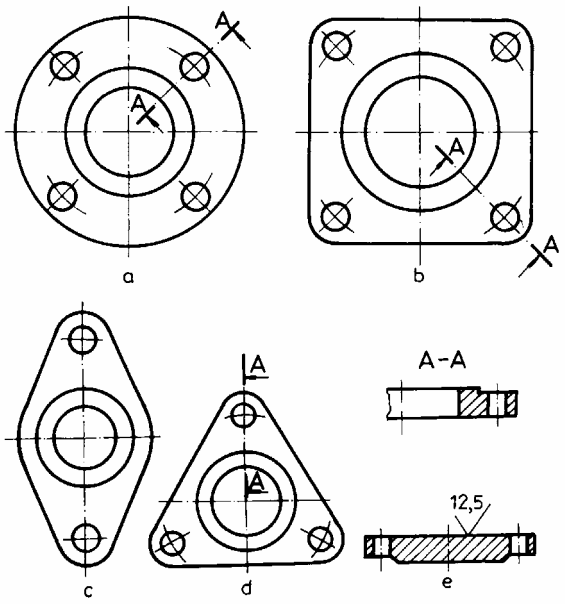


Fig. 4.21
a – rotundă; b – pătrată; c – ovală; d – triunghiulară;
e – oarbă cu suprafaţa de etanşare plană cu umăr

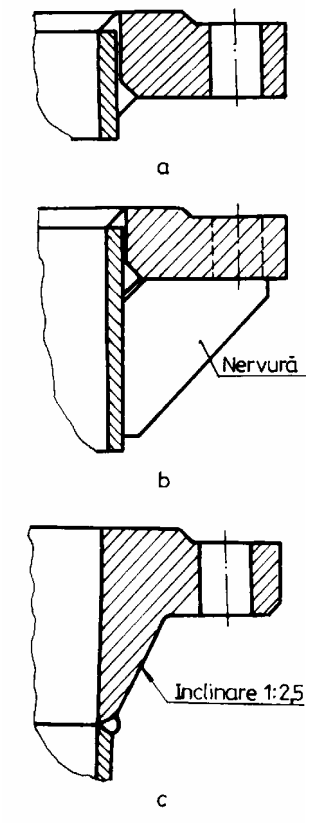


Fig. 4.22
a – plată; b – plată cu nervuri; c – cu gât

sudare sau se introduc liber pe ştuţ. Se realizează relativ uşor, însă sunt limitate, la un diametru dat, din punct de vedere al presiunii maxime de utilizare. Pentru flanşele plate care funcţionează la temperatura mediului ambiant T_0 = 20^0C, aceste limitări rezultă din tabelul 4.3.

Tabelul 4.3

Diametrul interior, mm	1.000	1.100 ... 1.600	1.800 ... 2.100
Presiunea la care nu se mai recomandă utilizarea flanşelor plate, MPa	2,5	1,6	1,0

Flanşele plate cu nervuri de rigiditate (fig.4.22b) permit extinderea utilizării flanşelor plate la diametre interioare mai mari (peste 2.100 mm) şi la presiuni de peste 1,6 MPa. Ele înlocuiesc, în acest domeniu de presiuni şi de diametre, flanşele cu gât. Flanşele plate cu nervuri sunt mai uşoare şi necesită o tehnologie de fabricare mai simplă decât flanşele cu gât, în schimb cer o manoperă mai mare. Nervurile măresc rigiditatea flanşei în spaţiul dintre două şuruburi vecine. Prin aceasta se micşorează substanţial săgeata *w* (v.fig.4.18b) între şuruburi şi este împiedicată şi rotirea exagerată a capătului virolei (v.fig.4.18a).

Flanşele cu gât sunt flanşe rigide, care se obţin prin turnare (o dată cu recipientul sau cu tronsonul de ţeavă), prin forjare sau prin laminare. Flanşele cu gât turnate din oţel, forjate în matriţă (la diametre mici) sau obţinute pe laminoare de tip special, se sudează de ţeavă sau de recipient (fig.4.18c). Flanşele cu gât pentru sudare se realizează îndeosebi din oţel carbon sau oţeluri slab aliate. Sudarea cap la cap a flanşei cu gât de virolă permite o transmitere uniformă şi continuă a liniilor de forţă. Gâtul măreşte rigiditatea (îmbunătăţeşte funcţia de etanşare) şi rezistenţa flanşei, ceea ce permite micşorarea grosimii *h* a talerului acesteia în comparaţie cu flanşa plată. Flanşele cu gât se utilizează la presiunile şi diametrele la care flanşele plate nu mai pot asigura etanşeitatea fără a fi excesiv de groase.

Flanşele cu gât se caracterizează prin consum relativ ridicat de material, iar fabricarea lor economică impune utilizarea unui laminor de bandaje.

Flanşele libere. Pentru demontarea mai uşoară a unor utilaje, unele dintre flanşele de pe racorduri sau ţevi trebuie la rândul lor să poată fi demontate. Pentru aceasta se folosesc flanşele libere.

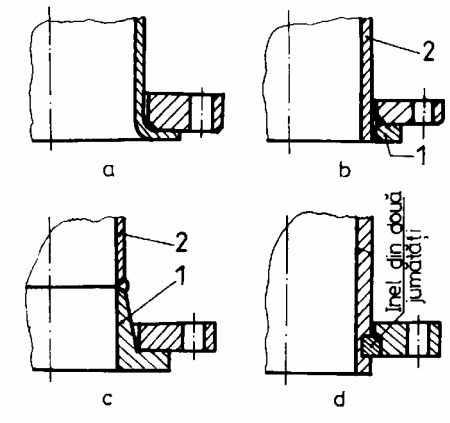


Fig. 4.23
a – cu guler răsfrânt pe ţeavă; b – cu guler 1, din inel plat sudat de ţeava 2; c – cu guler din inel cu gât 1 sudat de ţeava 2; d – cu guler din două semiinele demontabile

Flanşele (din oţel) libere pe ţeavă cu marginea răsfrântă (fig.4.23a) se utilizează atunci când se impune economie de material scump (oţel înalt aliat), precum şi la racorduri şi conducte din materiale neferoase (aluminiu, cupru, etc.) sau din materiale fragile (fontă silicioasă, materiale ceramice, sticlă etc.).

Flanşa liberă dintr-o bucată poate fi demontată dacă inelul opritor se realizează din două semiinele

demontabile care se introduc în canalul inelar de pe partea exterioară a ţevii (fig.4.23d).

În cazul ţevilor din materiale casante (fontă silicioasă, sticlă, materiale ceramice etc.), racordate la utilaje, flanşa nu face corp comun cu ţeava, deoarece, datorită rezistenţei mici la încovoiere a acestor materiale, flanşa se poate rupe. Din acest motiv se utilizează flanşe libere. Capetele racordurilor, ţevilor etc. se realizează conice şi deci mai groase decât restul. Pe aceste capete se montează, prin intermediul unor inele, flanşe libere, în general din oţel. Acestea au diametrul puţin mai mare decât diametrul maxim al părţii de capăt, ceea ce permite montare lor.

În fig. 4.24 este prezentată asamblarea a două ţevi de sticlă (1) şi (2), prin

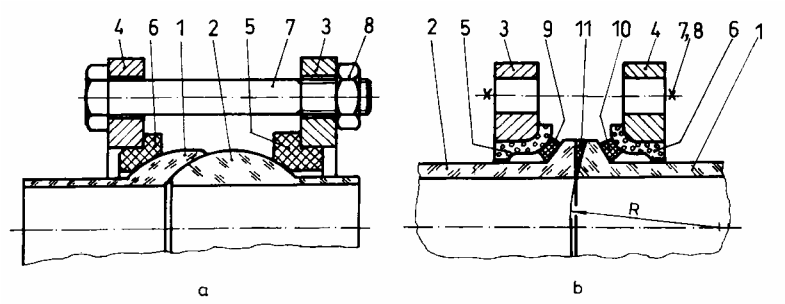


Fig. 4.24
1 şi 2 - ţevi din sticlă; 3 şi 4 - flanşe libere; 5 şi 6 - semiinele din poliamidă; 7 şi 8 - şurub şi piuliţă; 9 şi 10 - garnituri de etanşare; 11 - garnitură de cauciuc.

intermediul flanşelor (3) şi (4). Acestea strâng capetele ţevilor prin intermediul semiinelelor (5) şi (6) (câte două pe fiecare capăt de ţeavă), din poliamidă, şi al garniturilor (9) şi (10). Între suprafeţele frontale ale ţevilor, prelucrate sferic, se aşează garnitura din cauciuc (11). Prelucrarea sferică a suprafeţelor frontale ale ţevilor permite îmbinarea acestora şi în cazul în care axele lor fac un unghi de până la 20^0.

Deoarece flanşele libere nu sunt asamblate rigid cu racordul sau cu ţeava, aceasta din urmă nu suportă sarcini determinate de strângerea flanşelor. Flanşele libere sunt, din acest motiv, mai solicitate şi au grosimi mai mari decât flanşele nedemontabile.

Flanşele oarbe (fig.4.21e) se utilizează pentru închiderea racordurilor nelegate la conducte. Acestea pot fi din oţel forjat sau laminat şi au formă de discuri circulare cu găuri pentru şuruburi. Suprafeţele plane pentru aşezarea garniturii de etanşare şi pentru aşezarea piuliţelor sunt prelucrate mecanic (STAS 8515 - 85; 7162 - 77; 8030 -77; 1730 - 82).

Asamblarea dintre flanşă şi virolă, racord etc., se poate face nedemontabilă

prin sudare, lipire, nituire şi mandrinare, sau demontabilă cu flanşă liberă sau cu flanşă cu filet. Asamblarea prin sudare este mai răspândită, îndeosebi la utilajele din oţel. Flanşele nituite se utilizează uneori la instalaţiile din cupru.

Flanşele mandrinate pe capătul racordului sau ţevii sunt în prezent excepţii deoarece:

- ele sunt mai scumpe decât celelalte tipuri de asamblări cu flanşe, datorită prelucrărilor suplimentare necesare (canale inelare în flanşă) şi pregătirii capătului ţevii pentru mandrinare;

- în general nu asigură o etanşare perfectă şi de durată între ţeavă şi flanşă.

Flanşele cu filet se utilizează (din ce în ce mai rar) atunci când este necesară demontarea lor de pe ţeavă în timpul utilizării utilajului. Flanşele cu filet, ca şi flanşele mandrinate, sunt mai scumpe decât celelalte tipuri de flanşe. In plus, prezintă dezavantajul că, datorită oxidării filetului, de cele mai multe ori, flanşa nu mai poate fi demontată. Ea trebuie tăiată şi înlocuită cu o nouă flanşă. În general, la presiuni mici şi medii, se preferă flanşele libere, în locul flanşelor filetate.

Flanşele - piese masive - se realizează în general din oţel carbon sau, în cazul

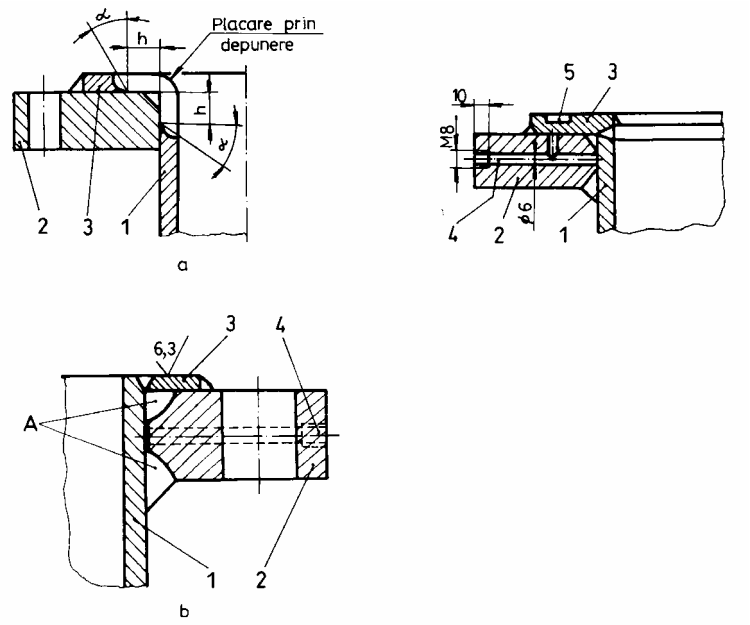


Fig. 4.25
1- virolă; 2 - flanşă; 3 - inel din oţel anticorosiv; 4 şi 5 - orificii pentru evacuarea gazelor

corpurilor turnate, din acelaşi material cu acestea. Realizarea flanşei din oţeluri înalt aliate - rezistente la coroziune - este neeconomică. Rezolvarea problemei se face prin

protejarea anticorosivă a flanşei (STAS 8815/6-82) din oţel carbon cu un element de placare inelar, din material anticorosiv, în cazul flanşelor plate (fig.4.25) sau cu o căptuşeală din material anticorosiv (fig.4.26), în cazul flanşelor cu gât. Suprafaţa elementului inelar (3), care are rol de suprafaţă de etanşare (v.fig.4.25), se prelucrează la rugozitatea şi planeitatea cerute prin proiect.

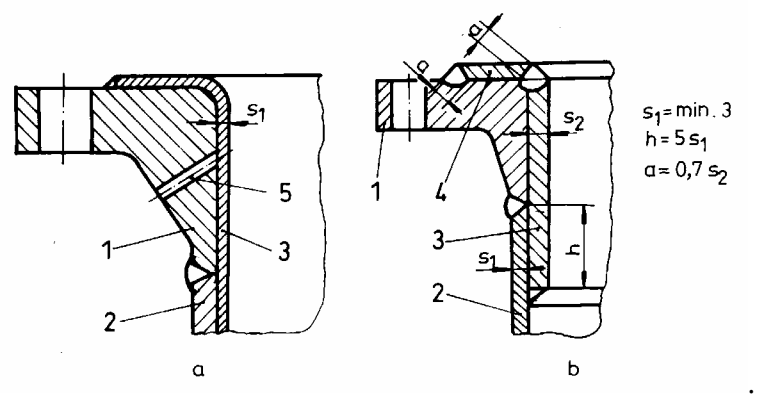


Fig. 4.26
1- flanşă; 2 - virolă de capăt; 3 - cămaşă din material anticorosiv; 4 - inel din oţel anticorosiv; 5 - orificii.

În cazul flanşei cu gât, din oţel carbon (fig.4.26), aceasta se sudează de corpul din oţel anticorosiv cu electrozi mai înalt aliaţi decât materialul corpului. Apoi, de acesta se sudează cămaşa de protecţie anticorosivă (3), care se poate răsfrânge pe suprafaţa flanşei de care se sudează (fig.4.26a). Dacă această răsfrângere (bordurare) nu se poate face, atunci suprafaţa flanşei se plachează cu un inel (4), din oţel anticorosiv (fig.4.26b), prin depunere din electrod sau din bandă de sudură. Suprafaţa de etanşare a flanşei astfel obţinute urmează apoi a fi prelucrată corespunzător.

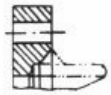
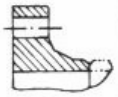
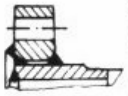
La flanşele cu gât se prevăd orificii (5) (fig.4.26 a) pentru ieşirea aerului dintre flanşă şi cămaşa de protecţie, încălzit în timpul sudării (se evită pierderea stabilităţii sau solicitarea suplimentară a cămăşii de protecţie dacă, de exemplu, recipientul va funcţiona sub vid). La flanşele plate se prevăd orificiile (4) şi (5) (v. fig.4.25c) pentru controlul cordonului de sudură (de exemplu cu aer şi spumant la o presiune de circa 0,05 MPa).

4.4.3. Flanşe pentru recipiente

Tipurile şi diametrele nominale ale flanşelor din oţel, necăptuşite sau căptuşite, din oţel rezistent la coroziune, folosite pentru îmbinarea corpurilor de recipiente şi aparatelor metalice din industria alimentară, chimică şi cele similare sunt

Tabelul 4.4

Flanşe pentru recipiente STAS 6870 - 91

Tipul flanşei	Flanşă plată pentru sudare	Flanşă plată pentru sudare căptuşită	Flanşă plată cu gât pentru sudare	Flanşă plată cu gât pentru sudare	Flanşă plată cu gât pentru sudare căptuşită	Flanşă plată pentru sudare, presiune până la 0,07 MPa	Flanşă plată pentru sudare căptuşită, presiune până la 0,07 MPa
Reprezentare							
Standard de dimensiuni	STAS 9801/4 - 90	STAS 9801/5 - 90	STAS 9801/6 - 90	STAS 9801/7 - 90	STAS 9801/8 - 90	STAS 9801/9 - 90	STAS 9801/10-90
Diametrul nominal, DN							
150							
200							
250							
300							
350							
400							
450							
500							
600							
700							
800							
900							
1000							
1100							
1200							
1300							
1400							
1500							
1600							
1700							
1800							
1900							
2000							
2200							
2400							
2600							
2800							
3000							
3200							

Domeniul cuprins

date în tabelul 4.4, conform STAS 6870-91.

Flanşele pentru recipiente care corespund în întregime prevederilor din STAS 9801/4-90 ... STAS 9801/10-90 şi respectiv standardelor STAS 9801/1-91 şi STAS 9801/2-91 pot fi utilizate fără a fi recalculate. Ele se pot utiliza şi la temperaturi scăzute ($t<20^0C$), cu condiţia ca, la alegerea materialului de execuţie, să fie respectate prescripţiile tehnice ISCIR (C4-83), în vigoare.

Valorile presiunilor nominale (PN) şi a presiunilor de lucru maxim admisibile ale flanşelor pentru recipiente sunt date astfel:

- în tabelul 4.5, pentru flanşe din oţel carbon (STAS 9801/4-90, STAS 9801/6-90 şi STAS 9801/7-90);
- în tabelul 4.6, pentru flanşe din oţel carbon căptuşite şi flanşe din oţel rezistent la coroziune, sudabil (9801/5-90 şi STAS 9801/8-90).

. Tabelul 4.5

Presiunea nominală, PN, MPa	Temperatura, ^0C (K)			
	100 (373)	200 (473)	250 (523)	300 (573)
	Presiunea de lucru maximă admisibilă, MPa			
4,0	4,0	4,0	4,0	4,0
2,2	3,2	3,0	2,6	2,5
2,5	2,5	2,4	2,15	1,95
2,0	2,0	1,65	1,5	1,35
1,6	1,35	1,25	1,1	1,0
1,25	1,25	1,05	0,95	0,85
1,0	1,0	0,8	0,7	0,6
0,8	0,8	0,7	0,65	0,55
0,6	0,6	0,55	0,45	0,4
0,5	0,5	0,45	0,35	0,3
0,4	0,4	0,3	0,28	0,25
0,3	0,3	0,25	0,23	0,2
0,25	0,25	0,2	0,18	0,16
0,2	0,2	0,16	0,14	0,12

Valorile indicate în tabelele 4.5 şi 4.6 sunt rezultate din calculul îmbinărilor cu flanşe conform prescripţiilor tehnice ISCIR C4 şi respectă următoarele condiţii:

- dimensiunile şi materialele flanşelor sunt conform STAS 9801/1-90 …STAS

9801/8-90;

. Tabelul 4.6

Presiunea nominală, PN MPa	Temperatura, ^{0}C (K)			
	100 (373)	200 (473)	250 (523)	300 (573)
	Presiunea de lucru maximă admisibilă, MPa			
4,0	4,0	4,0	4,0	3,9
3,2	2,8	2,4	2,3	2,1
2,5	2,35	2,1	1,95	1,8
2,0	1,8	1,6	1,45	1,3
1,6	1,3	1,2	1,05	1,0
1,25	1,05	0,95	0,85	0,8
1,0	0,75	0,65	0,6	0,55
0,8	0,65	0,6	0,55	0,5
0,6	0,5	0,44	0,4	0,35
0,5	0,4	0,35	0,33	0,3
0,4	0,28	0,25	0,23	0,2
0,3	0,22	0,2	0,19	0,18
0,25	0,18	0,16	0,15	0,14
0,2	0,2	0,15	0,13	0,12

- caracteristicile mecanice ale oţelurilor din care se execută flanşe trebuie să aibă cel puţin valorile indicate în tabelul 4.7. Pentru flanşe se recomandă oţelul R430 STAS 2883/2-80 sau K460 STAS 2882/3-88, după cum temperatura este scăzută sau ridicată. Pentru inelul de căptuşire se recomandă oţel rezistent la coroziune, sudabil, identic cu materialul utilizat pentru recipient;

Tabelul 4.7

Temperatura, ^{0}C (K)	20 (293)	100 (373)	200 (473)	250 (523)	300 (573)
Rezistenţa de rupere, la tracţiune, N/mm^2	370	-	-	-	-
Limita de curgere, N/mm^2	235	216	196	176	157

- prezoanele ce asigură fixarea flanşelor trebuie executate conform STAS 8121/2-84 din oţel OLC35AS STAS 11.290-89 sau alte materiale cu caracteristici

echivalente

- piuliţele trebuie executate, conform STAS 8121/3-84, din oţel OLC 25 AS STAS 11.290-89 sau alte materiale cu caracteristici echivalente;

- garniturile trebuie să corespundă STAS 9801/3-90, fiind confecţionate din marsit STAS 3498-87.

În cazul când se utilizează alte materiale pentru şuruburi sau alte materiale şi (sau) grosimi pentru garnituri, flanşele trebuie verificate prin calcul în conformitate cu prescripţiile tehnice ISCIR C4-83 în vigoare.

. Tabelul 4.8

Presiunea nominală, PN, MPa	Presiunea de încercare, MPa	Presiunea nominală, PN, MPa	Presiunea de încercare, MPa
0,2	0,25	1,0	1,25
0,25	0,31	1,25	1,565
0,3	0,375	1,6	2,0
0,4	0,5	2,0	2,5
0,5	0,625	2,5	3,125
0,6	0,75	3,2	4,0
0,8	1,0	4,0	6,0

. Tabelul 4.9

Diametrul nominal DN	Presiunea de încercare maximă, MPa	Diametrul nominal DN	Presiunea de încercare maximă, MPa
500	0,4	1.600	0,125
600	0,37	1.700	0,125
700	0,32	1.800	0,18
800	0,3	1.900	0,17
900	0,28	2.000	0,16
1.000	0,23	2.200	0,15
1.100	0,22	2.400	0,13
1.200	0,18	2.600	0,13
1.300	0,16	2.800	0,13
1.400	0,14	3.000	0,11
1.500	0,13	3.200	0,1

Presiunile de încercare ale flanşelor pentru recipiente STAS 9801/4-90 ... STAS 9801/8-90 sunt date în tabelul 4.8.

Presiunile de încercare ale flanşelor pentru recipiente care funcționează cu presiunea până la 0,07 MPa inclusiv - STAS 9801/9-90 şi STAS 9801/10-90, se stabilesc de proiectant funcție de condițiile de lucru, fără ca aceste valori să depăşească pe cele indicate în tabelul 4.9.

Valorile presiunilor de încercare sunt stabilite, impunând condiția ca tensiunile efective să fie limitate la 0,9 din limita de curgere la temperatura de încercare, pentru materialul din care se execută flanşa.

In tabelul 4.10 se prezintă forma suprafeței de etanşare pentru diverse tipuri de flanşe pentru recipiente, STAS - ul în care se găsesc şi figura unde sunt reprezentate.

. Tabelul 4.10

Tipul flanşei	STAS	Forma suprafeței de etanşare (Simbol)	Figura
Flanşe plate pentru sudare	9801/4-90	- forma PU - cu suprafață de etanşare cu umăr	4.27
Flanşe plate pentru sudare, căptuşite	9801/5-90	- forma CP1-cu suprafață de etanşare cu pană	4.28
Flanşe cu gât pentru sudare	9801/6-90	- forma CP2-cu suprafață de etanşare cu canal	4.29
Flanşe plate cu gât pentru sudare	9801/7-90	- forma PA1-cu suprafață de etanşare cu prag	4.30
Flanşe plate cu gât pentru sudare, căptuşite	9801/8-90	- forma PA2-cu suprafață de etanşare cu adâncitură	4.31
Flanşe plate pentru sudare, pentru recipiente cu presiunea până la 0,07 MPa	9801/9-90	- forma PU- cu suprafață de etanşare cu umăr - forma CP1-cu suprafață de etanşare cu pană	4.27
Flanşe plate pentru sudare, căptuşite pentru recipiente cu presiunea până la 0,07 MPa	9801/10-90	- forma CP2-cu suprafață de etanşare cu canal	4.28

In tabelul 4.11 se prezintă dimensiunile flanşelor plate pentru sudare (fig.4.27).

Tabelul 4.11

D [mm]	Recipient, mm			Flanşă, mm											Surub	Masa Kgf/ buc	Pres. nomi-nală [MPa]
	d_i	d_e	s_p	d_1	d_2	nxd_3	d_4	b	Suprafaţa de etanşare						Simbol filet		
									c	c_1	c_2	c_3	c_4				
500	500	508	8	600	560	20x18	510	30	538	533	534	513	512		M16	18,6	0,6
			9	615	570	20x22	510	40	544	539	540	519	518		M20	28,1	1,0
			9	635	585	20x26	510	50	555	550	551	524	523		M24	41,7	1,6
			9	650	595	20x30	510	55	561	556	557	524	523		M27	59,9	2,0
			9	670	605	20x33	510	65	568	563	564	527	526		M30	68,5	2,5
600	600	-	8	720	680	24x18	618	40	658	653	654	627	626		M16	23,0	0,6
			9	730	685	24x22	620	45	659	654	655	628	627		M20	32,5	1,0
			9	740	690	24x26	620	55	660	655	656	623	622		M24	44,5	1,6
			9	750	695	24x30	620	60	661	656	657	624	623		M27	50,1	2,0
			9	770	705	24x33	620	70	668	663	664	627	626		M30	72,1	2,5
700	700	-	8	820	780	28x18	718	40	758	753	754	727	726		M16	39,0	0,6
			9	830	785	28x22	720	40	759	754	755	728	727		M20	42,0	0,8
			9	840	790	28x26	720	55	760	755	756	723	722		M24	61,0	1,25
800	800	-	8	920	880	32x18	818	45	858	853	854	827	826		M16	44,0	0,4
			9	930	885	32x22	820	45	859	854	855	828	827		M20	53,3	0,8
			9	940	890	32x26	820	60	860	855	856	823	822		M24	75,0	1,25
900	900	-	8	1020	980	36x18	918	50	958	953	954	927	926		M16	62,0	0,4
			9	1030	985	36x22	920	50	959	954	955	928	927		M20	66,8	0,6
			9	1040	990	36x26	920	65	960	955	956	923	922		M24	91,0	1,25

Tabelul 4.11 (continuare)

D [mm]	Recipient, mm			Flanşă, mm									Şurub	Masa Kg/ buc	Pres. nomi-nală [MPa]
	d_i	d_e	s_p	d_1	d_2	nxd_3	d_4	b	Suprafaţa de etanşare				Simbol filet		
									c	c_1	c_2	c_3	c_4			
1000	1000	-	8	1120	1080	40x18	1018	50	1058	1053	1054	1027	1026	M16	68,2	4,0
			9	1130	1085	40x22	1020	50	1059	1054	1055	1028	1027	M20	73,2	6,0
1100	1100	-	8	1220	1180	44x18	1118	50	1158	1153	1154	1127	1126	M16	54,5	0,4
			9	1230	1185	44x22	1120	50	1159	1154	1155	1128	1127	M20	65,0	0,6
1200	1200	-	9	1320	1280	48x18	1220	50	1258	1253	1254	1222	1226	M16	65,0	0,3
			10	1330	1285	48x22	1222	50	1259	1254	1256	1228	1227	M20	68,3	0,6
			11	1340	1290	48x26	1224	70	1260	1255	1256	1223	1222	M24	101	1,0
1400	1400	-	8	1520	1480	56x18	1420	50	1458	1453	1454	1427	1426	M16	76,0	0,3
			10	1530	1485	56x22	1422	50	1459	1454	1455	1428	1427	M20	79,0	0,5
1600	1600	-	9	1720	1680	64x18	1620	50	1658	1653	1654	1628	1626	M16	83,0	0,3
			10	1730	1685	64x22	1622	60	1659	1654	1655	1627	1627	M20	108	0,5
1800	1800	-	10	1930	1885	72x22	1822	60	1859	1854	1855	1828	1827	M20	121	0,4
			11	1940	1890	72x26	1824	80	1860	1855	1856	1823	1822	M24	169	0,6
2000	2000	-	10	2130	2085	80x22	2022	60	2059	2054	2055	2028	2027	M20	134	0,3
			11	2140	2090	80x26	2024	85	2060	2055	2056	2023	2022	M24	198	0,5
2200	2200	-	10	2330	2285	88x22	2222	65	2259	2254	2255	2228	2227	M20	160	0,3
			11	2340	2290	88x26	2224	95	2260	2255	2256	2223	2222	M24	245	0,5
2400	2400	-	10	2530	2485	96X22	2422	65	2459	2454	2455	2428	2427	m20	167	0,3
			11	2540	2490	96X26	2424	100	2460	2455	2456	2423	2422	m24	280	0,4

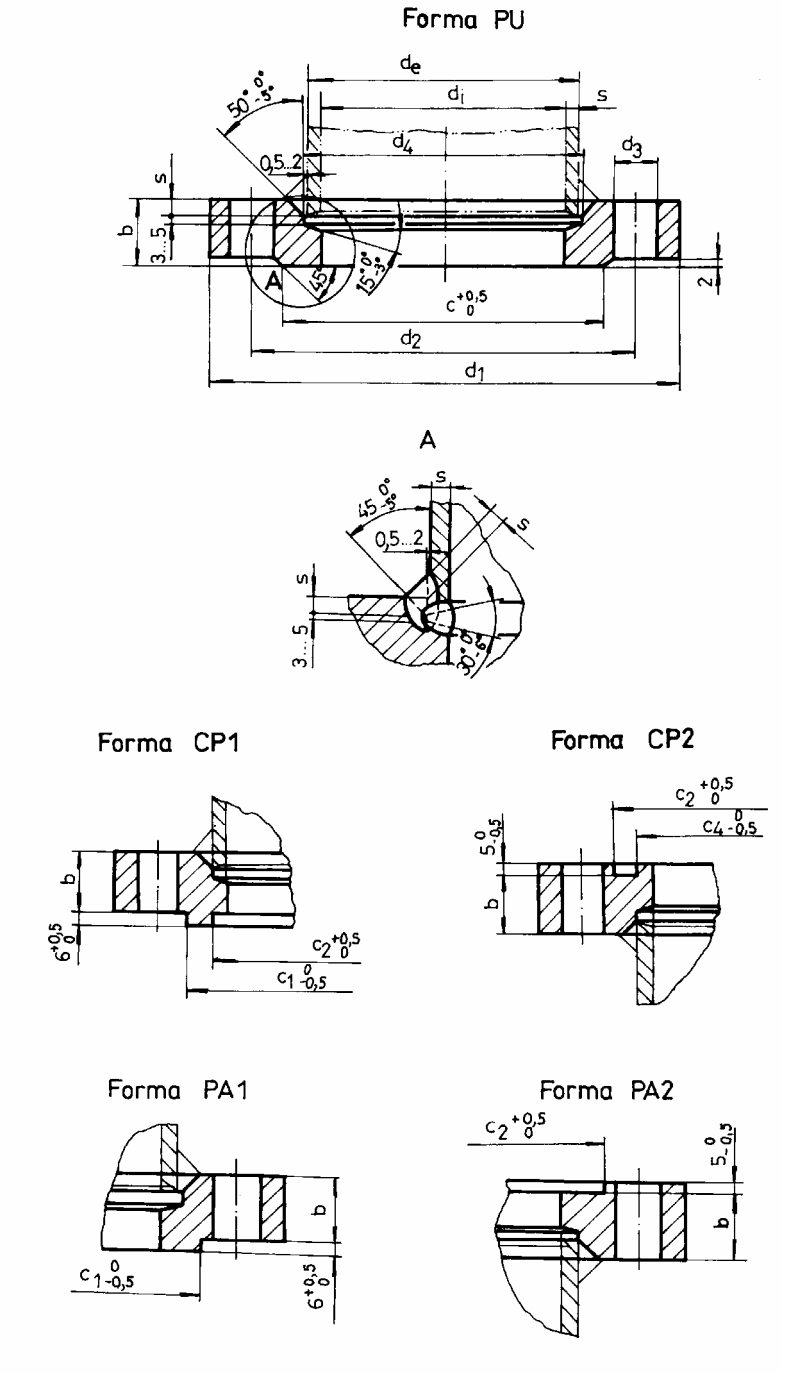


Fig. 4.27
Flanşe plate pentru sudare, STAS 9801/4-90

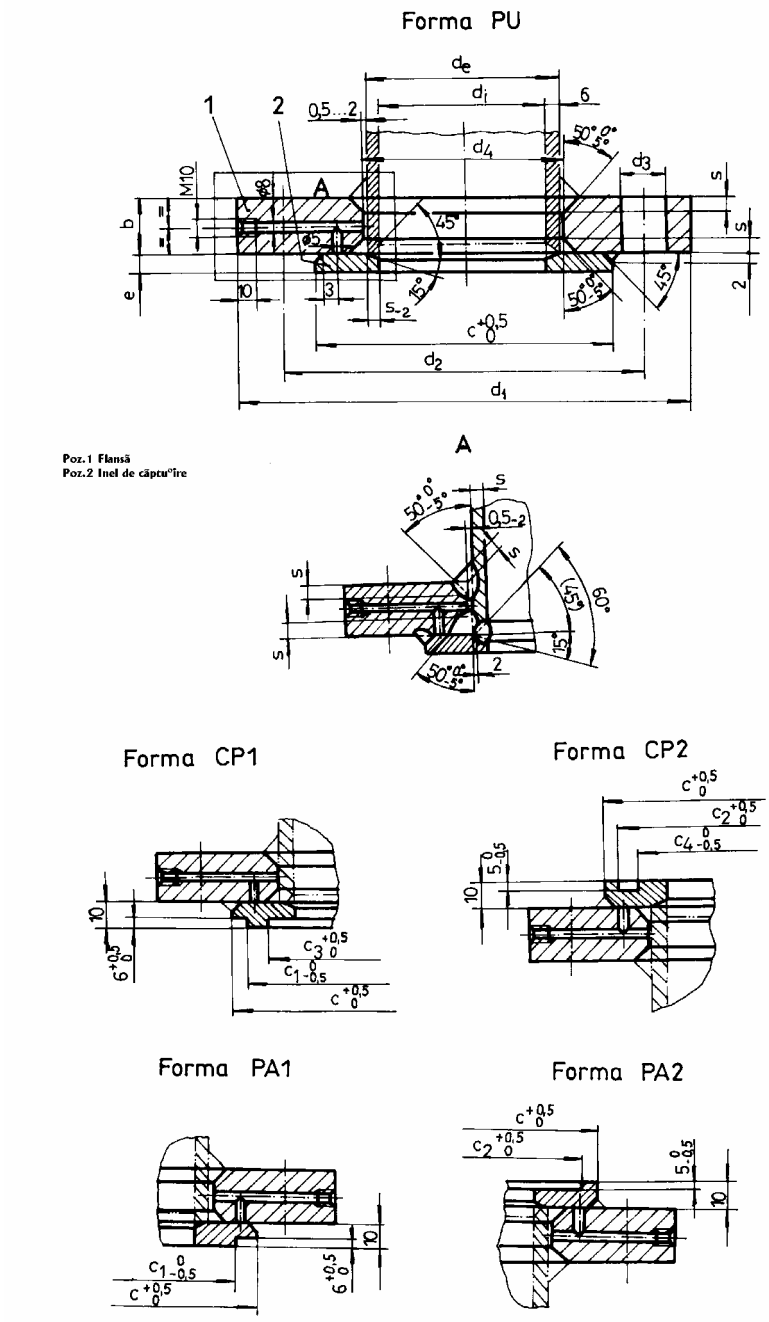


Fig. 4.28
Flanşe plate pentru sudare, căptuşite STAS 9801/5-90
(formele PU, CP1 şi CP2 sunt valabile şi pentru STAS 9801/10-90)

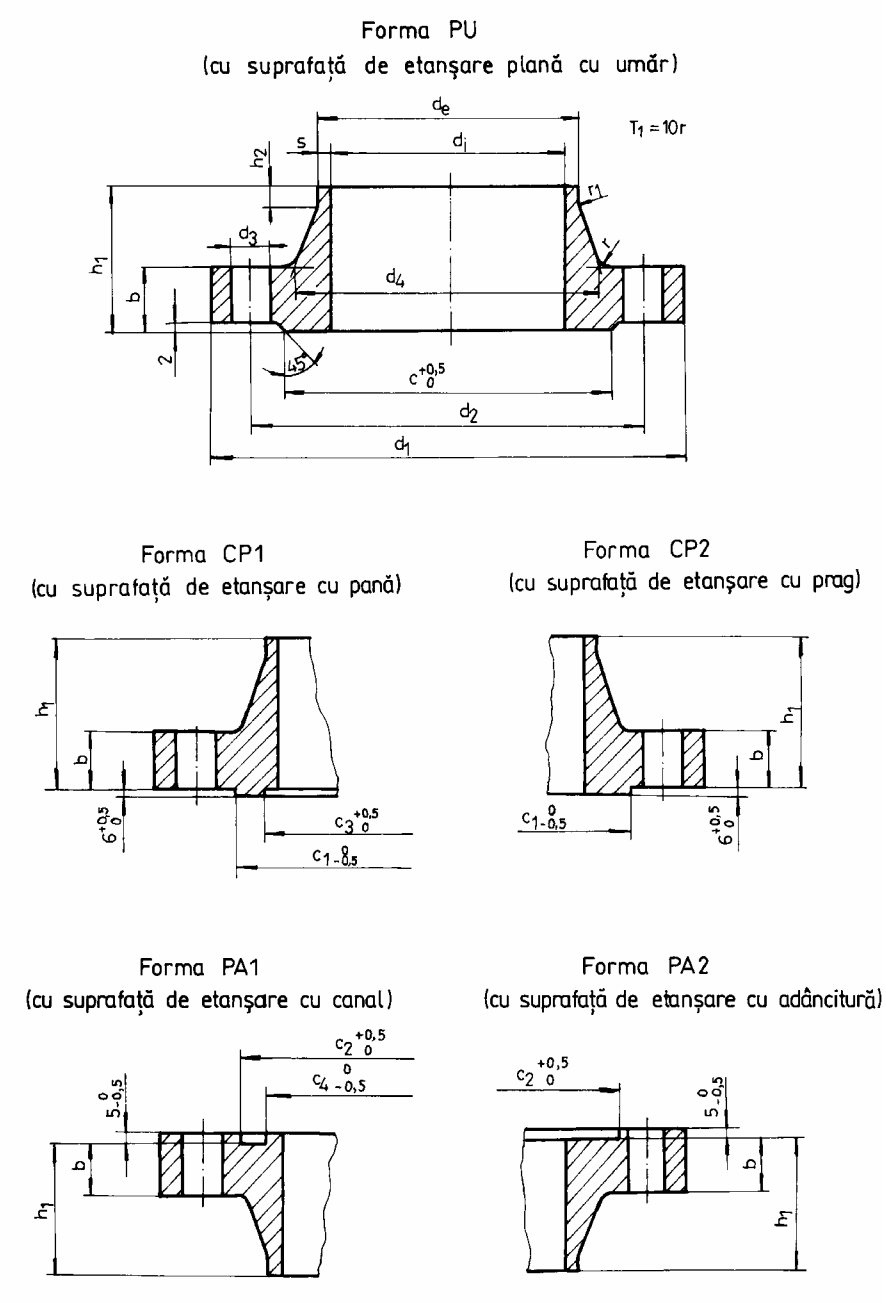

Forma PU
(cu suprafaţă de etanşare plană cu umăr)
Forma CP1
(cu suprafaţă de etanşare cu pană)
Forma CP2
(cu suprafaţă de etanşare cu prag)
Forma PA1
(cu suprafaţă de etanşare cu canal)
Forma PA2
(cu suprafaţă de etanşare cu adâncitură)

Fig. 4.29
Flanşe cu gât pentru sudare STAS 9801/6-90

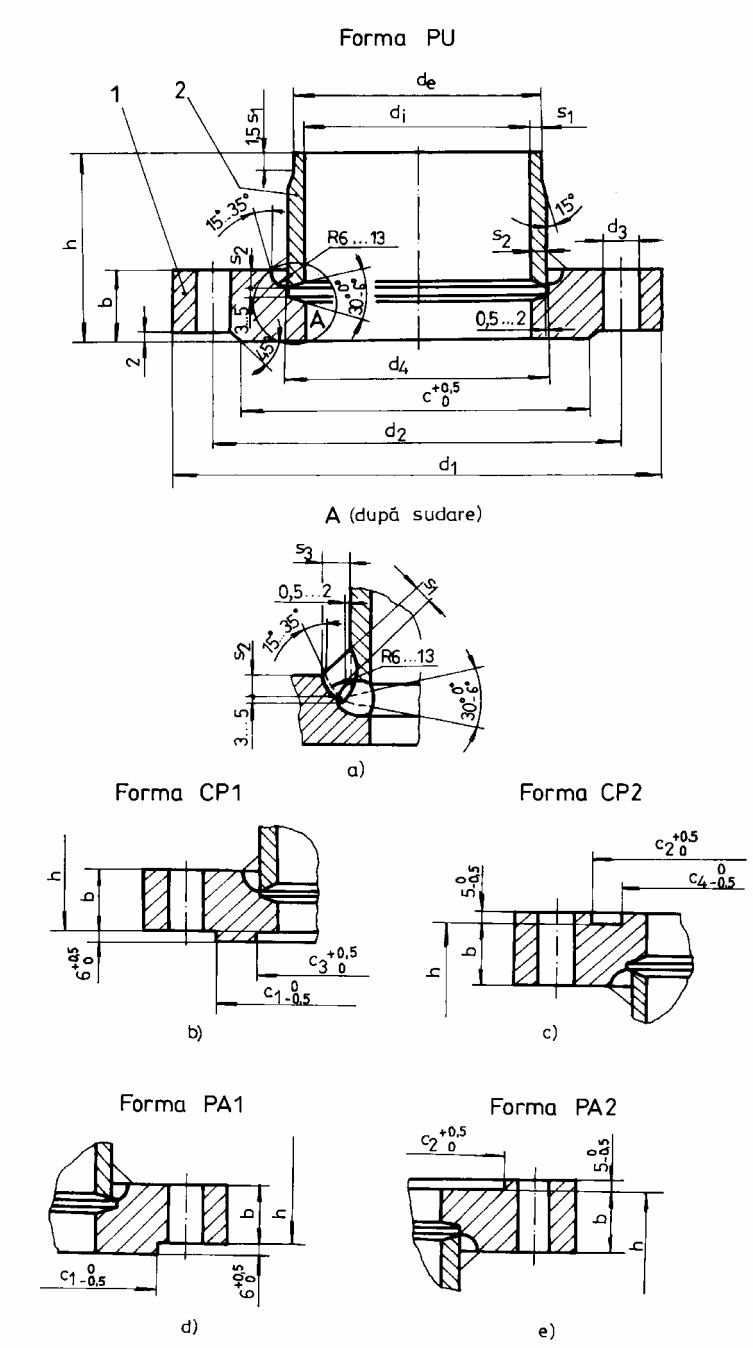


Fig. 4.30
Flanşe plate cu gât pentru sudare STAS 9801/7-90

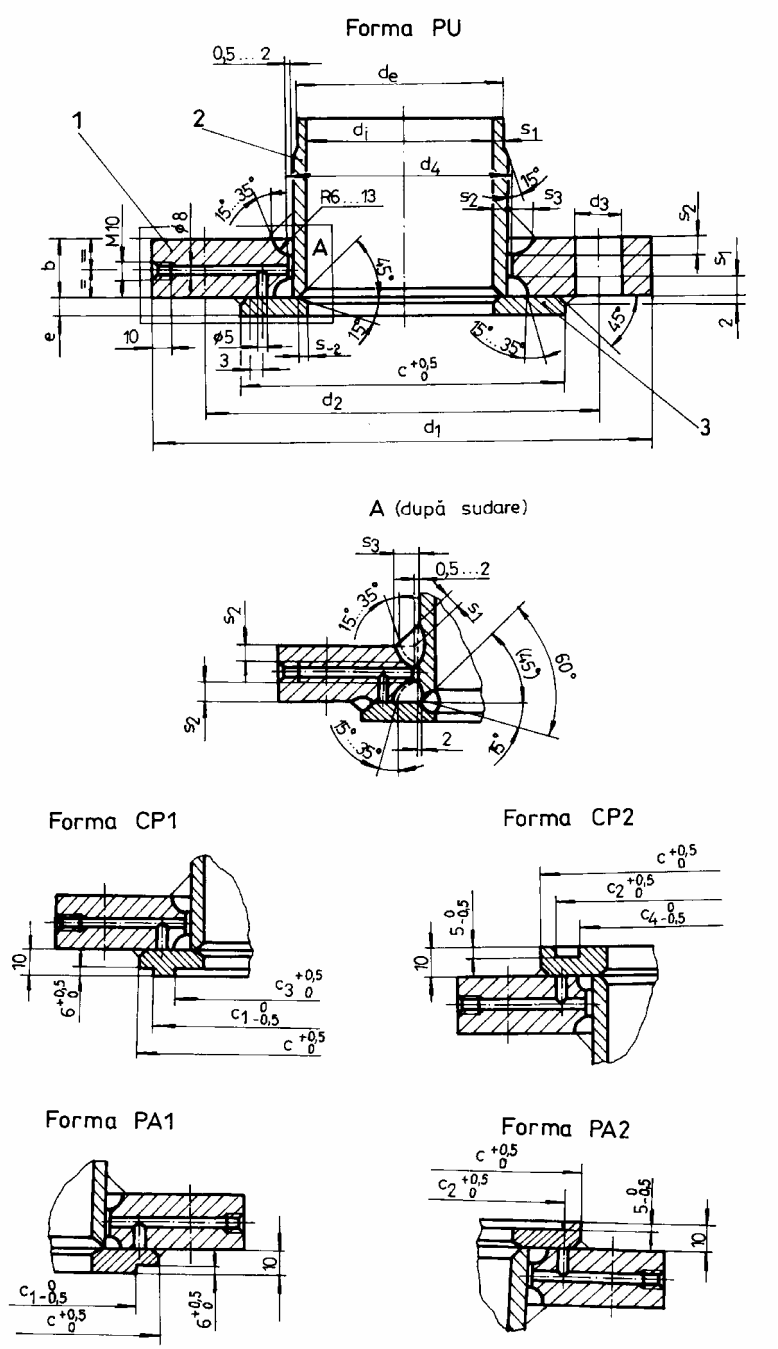


Fig. 4.31
Flanşe plate cu gât pentru sudare, căptuşire STAS 9801/8-90

4.4.4. Calculul asamblărilor cu flanşe fără contact

Pentru calculul asamblărilor cu flanşe există mai multe metode. Toate acestea sunt de fapt metode de verificare şi nu de dimensionare propriu-zisă. Mai cunoscute sunt: metoda ASME (S.U.A.), metoda după instrucţiunile AD-M (Germania), metoda de calcul la sarcini limită (Rusia).

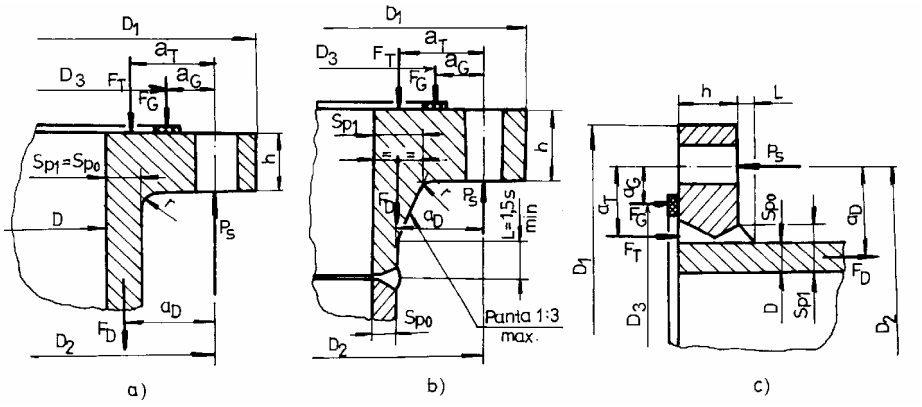


Fig. 4.32

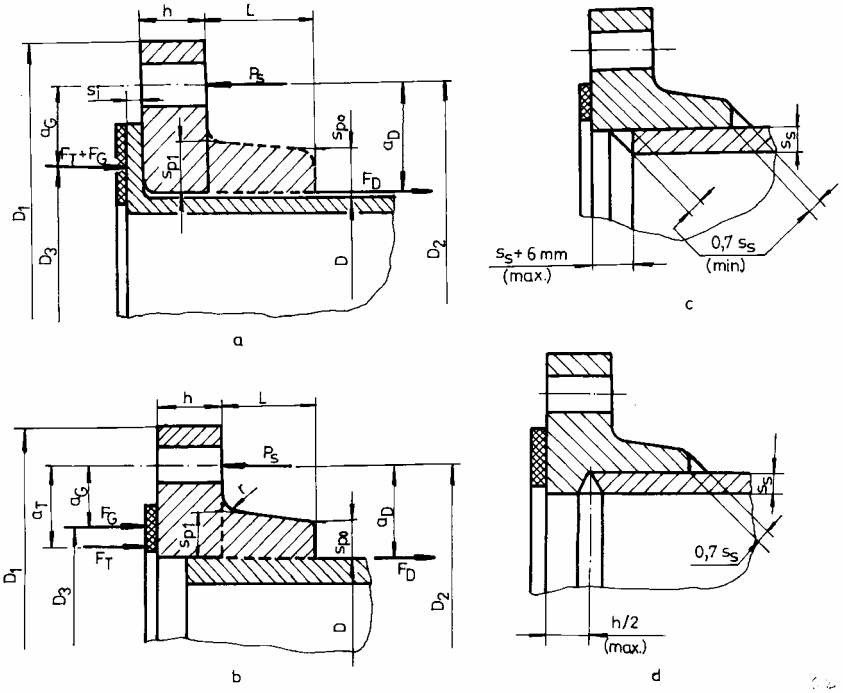


Fig. 4.33

Metoda ASME se bazează pe un bogat material experimental şi permite determinarea separată a tensiunilor inelare, meridionale şi radiale. Calculele sunt în acest caz uşurate de existenţa graficelor, pe baza cărora se determină unii factori din relaţiile de calcul. Metoda este aplicabilă atât pentru materialele cu elasticitate cât şi pentru cele casante, deoarece, în final, starea de tensiuni din flanşă se compară cu o stare limită inferioară limitei de curgere. Această metodă acoperă în întregime domeniul de dimensiuni care interesează construcţia recipientelor sub presiune şi ea a fost adoptată în mai multe ţări, printre care şi ţara noastră.

In vederea calculelor conform metodei ASME, flanşele sunt împărţite în trei grupe: flanşe de tip integral (fig.4.32); flanşe de tip liber (fig.4.33); flanşe de tip opţional (fig.4.34).

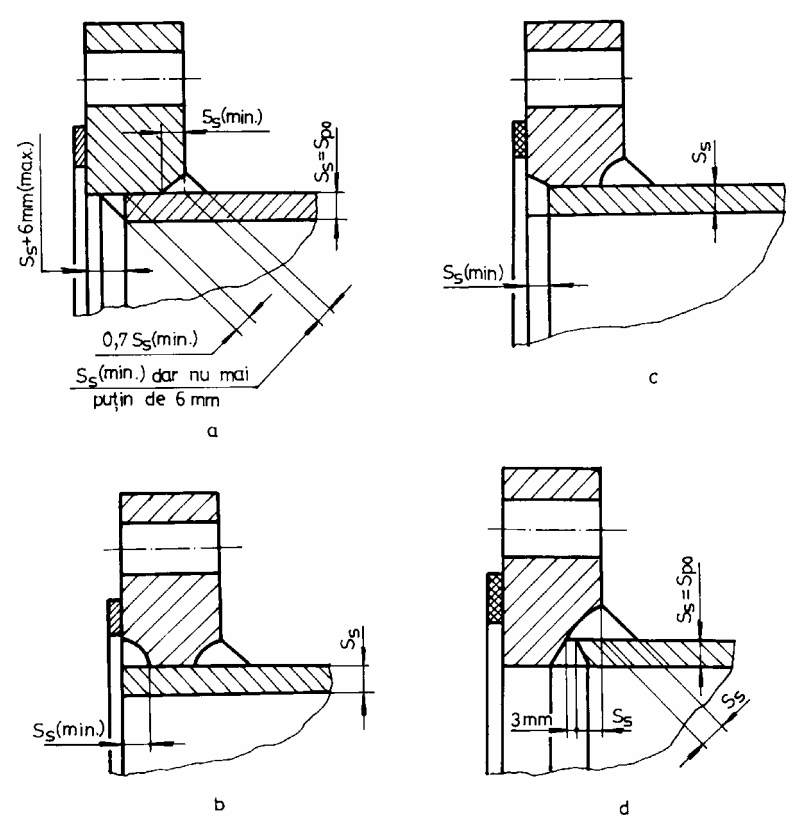


Fig. 4.34

a) <u>*Flanşele de tip integral*</u> sunt flanşele (rigide) a căror construcţie garantează solicitarea simultană şi în aceiaşi măsură a ţevii (sau virolei) şi a flanşei. În această categorie intră flanşele care fac corp comun cu corpul aparatului (turnate, forjate)

(fig.4.32a,b), flanşele plate cu sudură adâncă (pe toată grosimea flanşei) (fig.4.32c).

b) <u>*Flanşele de tip liber*</u> sunt flanşele îmbinate cu țeava sau cu virola astfel încât nu este asigurată solicitarea simultană a țevii (sau virolei) şi a flanşei. În această grupă intră flanşele libere aplicate pe țeava răsfrântă (fig.4.33a), flanşele cu filet (pentru presiuni mici şi medii) (fig.4.33b), flanşele mandrinate şi flanşele sudate fără sudură adâncă (fig.4.33c).

c) <u>*Flanşele de tip opțional*</u> (fig.4.34) determină prin construcție numai parțial solicitarea țevii sau a virolei cu care se îmbină. Din acest motiv, aceste flanşe pot fi calculate fie ca flanşe de tip liber, fie ca flanşe de tip integral.

Pentru simplificarea calculelor, flanşele de tip opțional pot fi calculate ca flanşe de tip liber, dacă sunt îndeplinite următoarele condiții:

$$s_{p0} < 16mm; \quad D/s_{p0} \le 300; \quad p_c \le 2{,}1MPa; \quad t_c \le 370^0 C,$$

în care: s_{p0} - grosimea minimă a gâtului flanşei; D - diametrul interior al flanşei; p_c - presiunea de calcul; t_c - temperatura de calcul.

4.4.4.1. Verificarea şuruburilor

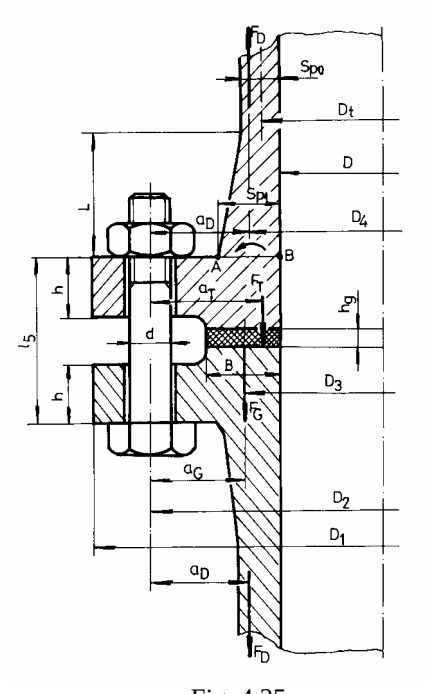


Fig. 4.35

Pentru calculul solicitărilor ce apar în asamblările demontabile cu flanşe, în condiții de prestrângere (montaj) cât şi în condiții de regim, se consideră asamblarea cu flanşe de tip integral prezentată în fig. 4.35.

1. Calculul forțelor de strângere din asamblare

a) <u>*Forța de strângere inițială la montaj*</u>, F_g

La strângerea inițială a garniturii trebuie să se asigure deformarea elastoplastică a acesteia. Elementul de etanşare (garnitura) prin deformare la montaj trebuie să anuleze neregularitățile flanşelor astfel ca în timpul funcționării, când strângerea acesteia scade, să nu se permită scurgerea fluidului din recipient.

Forța totală necesară pentru

realizarea presiunii de strângere a garniturii este dată de relaţia:

$$F_g = A_g\, q \quad [N], \tag{4.27}$$

unde: A_g - aria garniturii, în mm^2 ;

q - presiunea de strivire a garniturii, în MPa (tabelul 4.12);

Tabelul 4.12

Materialul garniturii		m	q [MPa]
Fibră vegetală		1,75	7,6
Elastomeri fără inserţie de pânză sau fără conţinut ridicat de fibre de azbest. Duritatea: < 75 grad Shore ≥ 75 grad Shore		 0,50 1,00	 0 1,4
Placă de azbest şi clingherit (azbest cu liant adecvat condiţiilor de exploatare)	3 mm	2,00	11,0
	1,3 mm	2,75	25,5
	0,8 mm	3,50	44,8
Elastomeri cu inserţie de bumbac		1,25	2,8
Elastomeri cu inserţie de ţesătură de azbest cu sau fără armături de sârmă.	3 straturi	2,25	15,2
	2 straturi	2,50	20,0
	1 strat	2,75	25,5

La calculul ariei A_g a garniturii nu se consideră lăţimea efectivă B a garniturii, ci o aşa numită lăţime eficace de calcul a garniturii b astfel încât:

$$A_g = \pi D_3\, b \quad [mm^2],$$

unde D_3 reprezintă diametrul cercului pe care este repartizată reacţiunea garniturii, mm;

$$D_3 = c - 2b,$$

în care c se alege din tabele în funcţie de tipul flanşei

Lăţimea b depinde de lăţimea de strângere a garniturii B_0, care este în funcţie de forma şi dimensiunile suprafeţei de etanşare. Pentru calculul ariei garniturii A_g, lăţimea eficace a garniturii $b < B_0 < B$ se determină în funcţie de valoarea lăţimii de referinţă b_0 :

$$b = 2{,}52\sqrt{b_0},\ pentru\ b_0 > 6{,}5\ mm;$$
$$b = b_0,\ pentru\ b_0 \le 6{,}5\ mm, \qquad (4.28)$$

în care b_0, în mm, este funcție de B, B_0, conform tabelului 4.13.

b) <u>*Forța de strângere a garniturii în exploatare*</u>, F_G, are expresia:

$$F_G = 2\pi\ D_3 b\ p_e \quad [N], \qquad (4.29)$$

unde: p_e - presiunea de etanşare, în MPa : $p_e = mp_c$;

m - raportul dintre presiunea de strângere a garniturii (etanşare) şi presiunea interioară (presiunea de calcul), conform tabelului 4.12.

Această forță reprezintă forța de strângere remanentă totală care asigură etanşarea asamblării în exploatare.

c) <u>*Forța totală de strângere a şuruburilor în exploatare*</u>, F_t, se calculează cu relația:

$$F_t = F + F_G \quad [N], \qquad (4.30)$$

unde F este forța de exploatare sau forța de desfacere rezultată din aplicarea presiunii pe aria determinată de diametrul D_3.

$$F = \frac{\pi \cdot D_3^2}{4} \cdot p_c \quad [N]. \qquad (4.31)$$

d) <u>*Forța de exploatare rezultată din aplicarea presiunii pe aria determinată de diametrul D*</u>, F_D, se calculează cu relația :

$$F_D = \frac{\pi D^2}{4} \cdot p_c \quad [N]. \qquad (4.32)$$

e) <u>*Forța*</u> F_T

$$F_T = F - F_D \quad [N]. \qquad (4.33)$$

2. Calculul ariei totale a secțiunilor şuruburilor necesare

Aceste arii se calculează din condiții de:

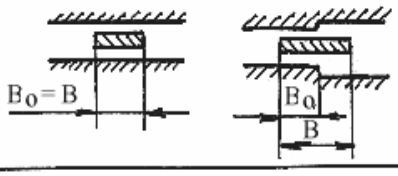
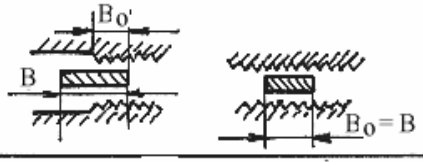
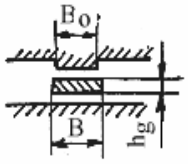
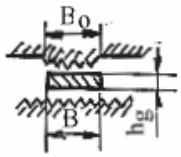
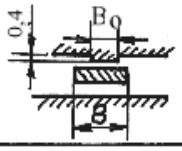
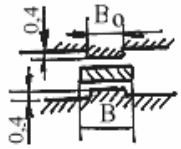
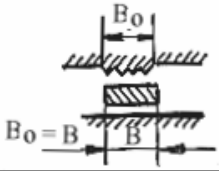
a) asigurarea strângerii garniturii cu presiunea de strivire (la montaj)

$$A_g = \frac{F_g}{f_{as}^{20}} \quad [mm^2];\ \ unde:\ f_{as}^{20} = \frac{R_{0,2}^{20}}{c_{ss}} \quad [MPa], \qquad (4.34)$$

unde:

- $R_{0,2}^{20}$ se alege din tabele în funcție de materialul şurubului ;
- c_{ss} = 2,3 - coeficient de siguranță.

Tabelul 4.13

Schiţa suprafeţei de etanşare	Lăţimea de referinţă, b_0	
	Coloana I	Coloana II
1a 	$\frac{B_0}{2}$	$\frac{B_0}{2}$
1b 		
1c  $B_0 \le \frac{B}{2}$	$\frac{B_0+h_g}{2}$	$\frac{B_0+h_g}{2}$
1d  $B_0 \le B$	$\max \frac{B_0+B}{4}$	$\max \frac{B_0+B}{4}$
2  $B_0 \le \frac{B}{2}$	$\frac{B_0+B}{4}$	$\frac{B_0+3B}{8}$
3  $B_0 \le \frac{B}{2}$	$\frac{B}{4}$	$\frac{3B}{8}$
4 	$\frac{3B}{8}$	$\frac{7B}{16}$

b) prevenirea pierderii etanşeităţii în timpul exploatării (*în regim de funcţionare*).

$$A_0 = \frac{F_t}{f_{as}^t} = \frac{F + F_G}{f_{as}^t} \quad [mm^2]; \quad unde: \quad f_{as}^t = \frac{R_{0,2}^t}{c_{ss}} \quad [MPa], \tag{4.35}$$

în care $R_{0,2}^t$ se alege din tabele în funcţie de materialul şurubului şi temperatura de lucru.

Aria necesară se calculează cu relaţia :

$$A_{nec} = \max\left(A_g ; A_0\right).$$

Aria totală efectivă a secţiunilor şuruburilor este :

$$A_{ef} = \frac{\pi d_1^2}{4} \cdot n \quad [mm^2], \tag{4.36}$$

unde: n - numărul şuruburilor din asamblare;

d_1 - diametrul interior al filetului şurubului, în mm, (STAS 510-74).

Se consideră că şuruburile sunt corespunzătoare dacă este îndeplinită condiţia :

$$A_{ef} \geq A_{nec}. \tag{4.37}$$

4.4.4.2.Verificarea garniturilor

METODA I

a) *la montaj*

$$q_{ef,m} = \frac{F_g}{\pi D_3 b} \leq q_{distrugere} \quad [MPa]. \tag{4.38}$$

b) *în exploatare*

$$q_{ef,ex} = \frac{F + F_G}{\pi D_3 b} \leq q_{distrugere} \quad [MPa], \tag{4.39}$$

unde:

$$q_{distrugere} = k_g \cdot q \quad [MPa], \tag{4.40}$$

în care k_g = 1,5...4 iar q este dat în tabelul 4.12.

METODA II (ISCIR)

Se verifică dacă :

$$B_{\min} = \frac{A_{ef}\ f_{as}^{20}}{2\pi D_3\ q} \leq B_0 \quad [mm], \tag{4.41}$$

unde termenii au semnificaţiile arătate anterior.

4.4.4.3.Verificarea flanşelor

1. Calculul momentelor încovoietoare

a) la strângerea iniţială (montaj)

$$M_s = P_s a_G \quad [Nmm], \tag{4.42}$$

unde: P_s - forţa de calcul din şurub, în N ;

a_G - distanţa radială dintre cercul de aşezare a şuruburilor şi cercul pe care este reprezentată forţa F_G, în mm.

$$P_s = \frac{A_{nec} + A_{ef}}{2} \cdot f_{as}^{20}. \quad [N] \tag{4.43}$$

$$a_G = \frac{D_2 - D_3}{2} \quad [mm], \tag{4.44}$$

în care D_2 şi D_3 au semnificaţiile din fig. 4.35.

b) pentru condiţiile de exploatare

$$M_0 = F_D \cdot a_D + F_G \cdot a_G + F_T \cdot a_T \quad [Nmm]. \tag{4.45}$$

Pentru flanşe de tip integral şi opţional (fig.4.32, 4.34):

$$a_D = \frac{D_2 - D}{2} - \frac{s_{p1}}{2} \quad [mm]; \quad a_T = \frac{D_3 - D}{4} + a_G \quad [mm], \tag{4.46}$$

unde s_{p1} este grosimea de proiectare a gâtului flanşei la capătul dinspre taler, în mm.

Expresia lui a_T din relaţia (4.46) este valabilă pentru toate tipurile de flanşe, cu excepţia celor din fig. 4.33a la care $a_T = a_G$. La flanşele libere $a_D = (D_2 - D)/2$.

2. Determinarea momentului încovoietor de calcul

Valoarea de calcul a momentului încovoietor, M_c, este cea mai mare valoare obţinută din relaţiile:

$$M_c = \max(M_{c1}, M_{c2}) \quad [Nmm], \tag{4.47}$$

unde:

$$M_{c1} = M_s \cdot \frac{f_{af}^t}{f_{af}^{20}} \quad [Nmm]; \quad M_{c2} = M_0 \quad [Nmm] \tag{4.48}$$

în care f_{af}^{20} şi f_{af}^t se calculează cu relaţiile (4.49) pentru materialul ales la flanşe.

$$f_{af}^{20} = \min\left(\frac{R_c^{20}}{c_{s1}}; \frac{R^{20}}{c_{s2}}\right) \quad [MPa]; \quad f_{af}^t = \min\left(\frac{R_c^t}{c_{s1}}; \frac{R^t}{c_{s2}}\right) \quad [MPa], \tag{4.49}$$

unde: $c_{s1} = 1{,}5$ şi $c_{s2} = 2{,}4$.

3. Determinarea factorilor de formă ai flanşei

- *Factorul liniar,* L_0

$$L_0 = \sqrt{Ds_{p0}}\ ;$$

unde s_{p0} reprezintă grosimea de proiectare a gâtului flanşei la capătul dinspre elementul de recipient.

Pentru flanşe de tip integral rezultă : $s_{p0} = s_{p1} = s$.

- *se determină rapoartele :* L / L_0 şi s_{p1} / s_{p0} ;

- *se determină factorul* K ($K = d_1/D$).

4. Determinarea coeficienţilor de corecţie

- Factorul de corecţie a tensiunilor în direcţie axială, K_f. se determină din fig.4.36 în funcţie de rapoartele L / L_0 şi s_{p1} / s_{p0} ;

- Factorii de formă K_F şi K_V ,pentru flanşe de tip integral, se determină din fig.4.37 şi fig.4.38;

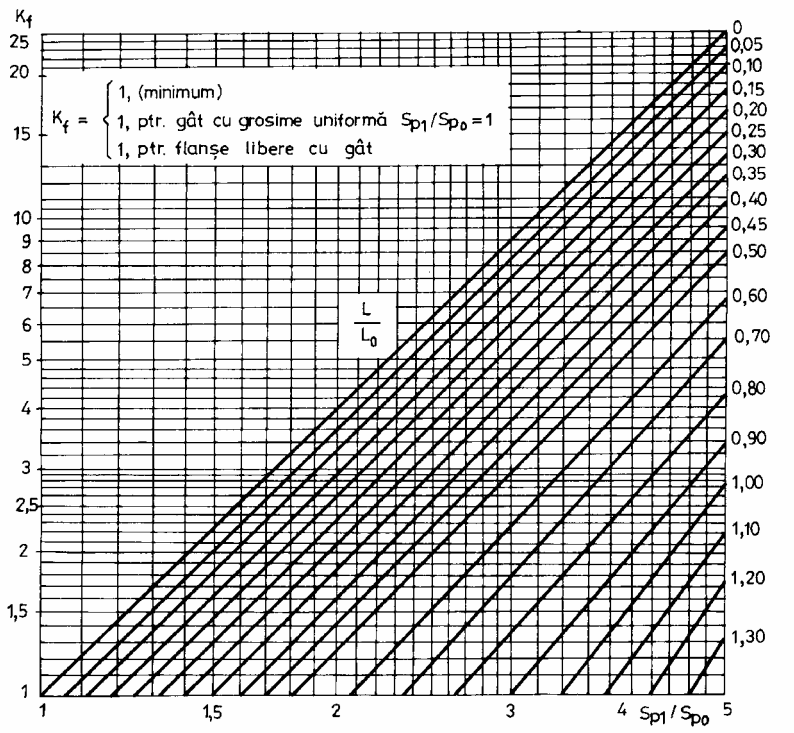


Fig. 4.36

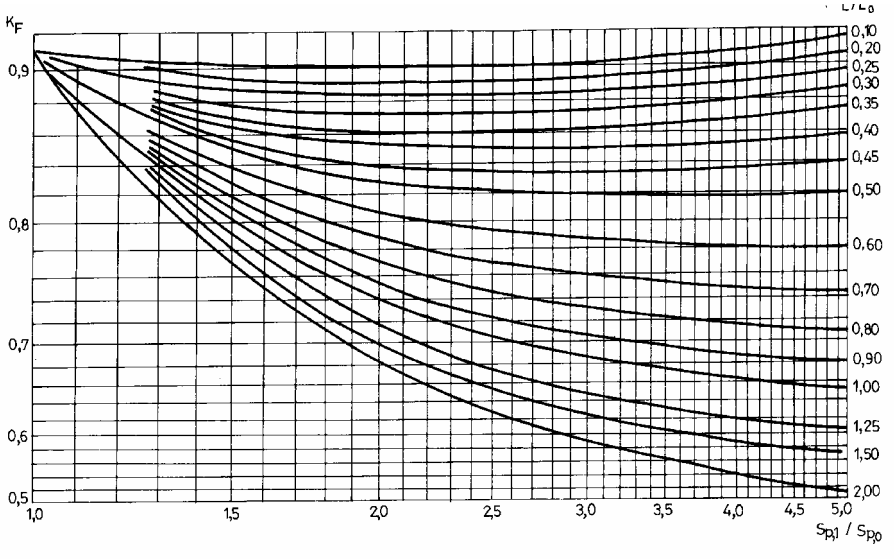


Fig. 4.37

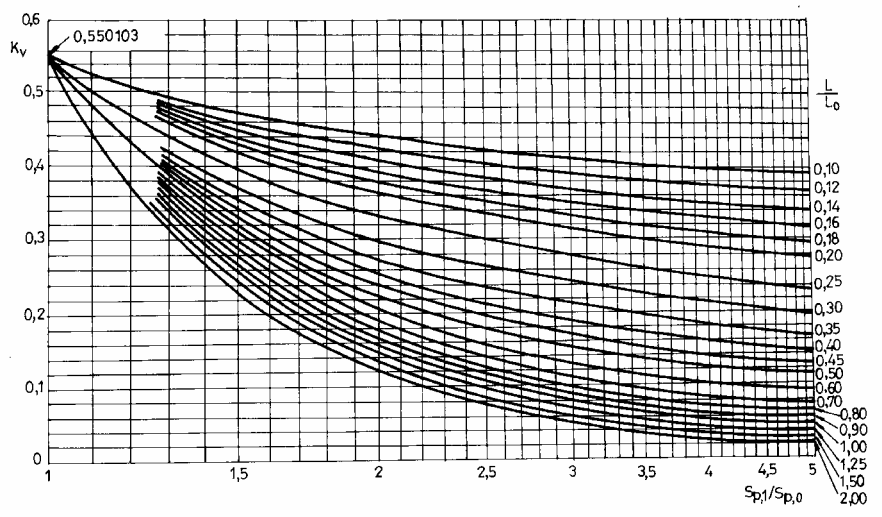


Fig. 4.38

Factorul de corecţie K_M pentru pasul şuruburilor se determină cu relaţia:

$$K_M = \sqrt{\frac{\pi d_2}{n(2d+h)}} \quad ; K_M \geq 1, \tag{4.50}$$

unde:

d_2 - diametrul de amplasare al şuruburilor, în mm ;

n - numărul de şuruburi ;

h - grosimea flanşei, în mm ;

d - diametrul nominal al şurubului, în mm.

Coeficienții *T, U, Y* şi *Z* se determină din fig.4.39 în funcție de factorul *K*.

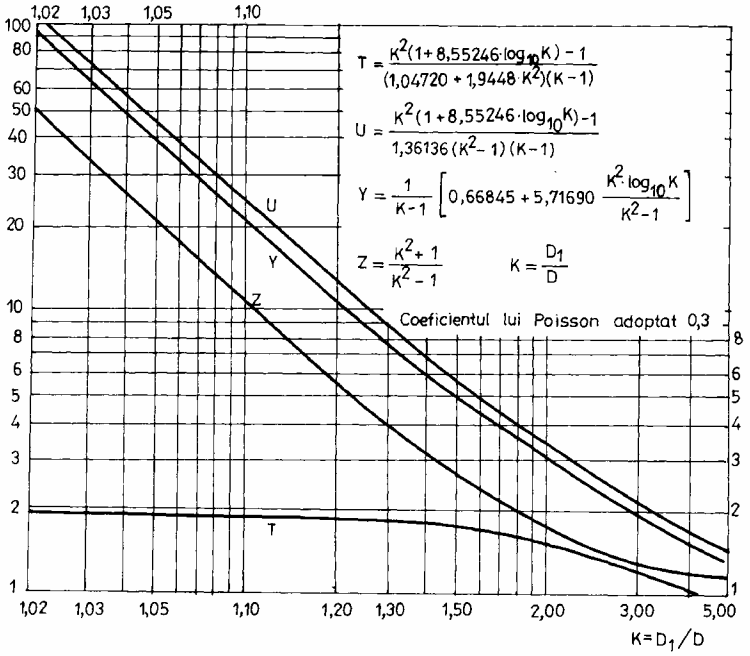


Fig. 4.39

- Se calculează factorii de corecție :

$$K_1 = \frac{K_F\, h}{L_0};\quad K_2 = \frac{K_v\, h^3}{UL_0 s_{p0}^2};$$

$$K_3 = \frac{1+K_1}{T} + K_2.$$

5. Calculul tensiunilor din flanşe

- în direcție meridională :

$$f_A = \frac{K_f\, K_M\, M_c}{K_3\, Ds_{p1}^2} \quad [MPa]. \tag{4.51}$$

- în direcție radială :

$$f_R = \frac{\left(1+\frac{4}{3}K_1\right)\cdot K_M\, M_c}{K_3\, Dh^2} \quad [MPa]. \tag{4.52}$$

- în direcţie inelară :

$$f_T = \frac{YK_M M_c}{Dh^2} - Zf_R \quad [MPa]. \tag{4.53}$$

Observaţii:

- Pentru flanşe de tip liber $f_A = f_R = 0$;

6. Verificarea condiţiilor impuse tensiunilor

Se verifică următoarele condiţii impuse tensiunilor:

$$f_A \le 1{,}5\, f_{af}^t \;;\quad \frac{f_A + f_R}{2} \le f_{af}^t \;; \qquad f_R, f_T \le f_{af}^t \;;\quad \frac{f_A + f_T}{2} \le f_{af}^t . \tag{4.54}$$

Dacă aceste condiţii sunt îndeplinite se consideră că flanşa rezistă solicitărilor. Dacă prima condiţie nu este îndeplinită, atunci se va alege din STAS 9801/4-90 o flanşă cu lăţime mai mare.

4.5. Racorduri, bosaje

Racordurile sunt dispozitive prin intermediul cărora se realizează îmbinarea demontabilă a ţevilor, armăturilor şi a altor elemente sau dispozitive (manometre, termometre, termocuple, indicatoare de nivel etc.).

4.5.1. Tipuri constructive

Constructiv se deosebesc următoarele tipuri de racorduri (fig.4.40):

***a*) racorduri bosaje**, care la rândul lor pot fi:

- pentru sudare (fig.4.40a);
- turnate cu corpul (fig.4.41).

Bosajele pentru sudare se execută în două forme:

- forma A, pentru sudare de colţ (fig.4.42a şi c);
- forma B, pentru sudare cap la cap (fig.4.42b şi d).

Fiecare formă se execută în două variante:

- varianta “p” cu suprafața de etanşare plană (fig.4.42a şi b);
- varianta “c” cu suprafața de etanşare curbă (fig.4.42c şi d).

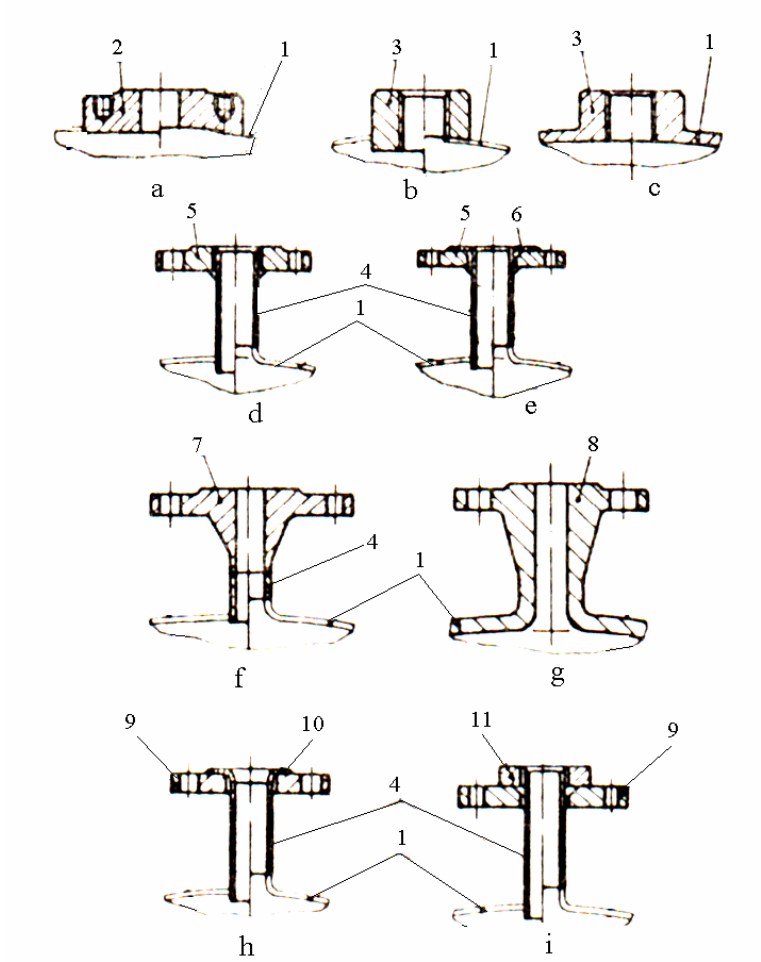


Fig. 4.40
1 – peretele mantalei sau al fundului; 2 – bosajul; 3 – mufa filetată; 4 – ştuțul; 5 – flanşa plată sudată; 6 – elementul în formă de şaibă plată, metalic, de căptuşire; 7 – flanşe cu gât; 8 – flanşă rigidă; 9 – flanşă plată liberă; 10 – elementul răsfrânt; 11 – inelul sudat

b) racorduri mufă, care pot fi: pentru sudare (fig.4.40b) şi turnate cu corpul (fig.4.40c).Aceste racorduri, de obicei filetate, se utilizează pentru racordarea manometrelor, tecilor cu termometre sau termocuple.

c) racorduri cu flanşă, care se împart în:

- turnate cu corpul (fig.4.40 g);
- pentru sudare:

- cu flanşă plată sudată simplă (fig. 4.40d);
- cu flanşă plată sudată căptuşită (fig.4.40 e);
- cu flanşă cu gât (fig.4.40f);
- cu flanşă cu guler;
- cu flanşă liberă pe ţeavă răsfrântă (fig. 4.40h);
- cu flanşă liberă pe ţeavă cu inel sudat (fig. 4.40i).

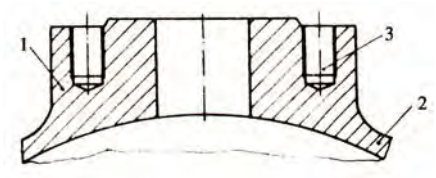


Fig. 4.41
1 – bosajul propriu-zis; 2 – peretele mantalei; 3 – găurile filetate pentru îmbinarea cu prezoane

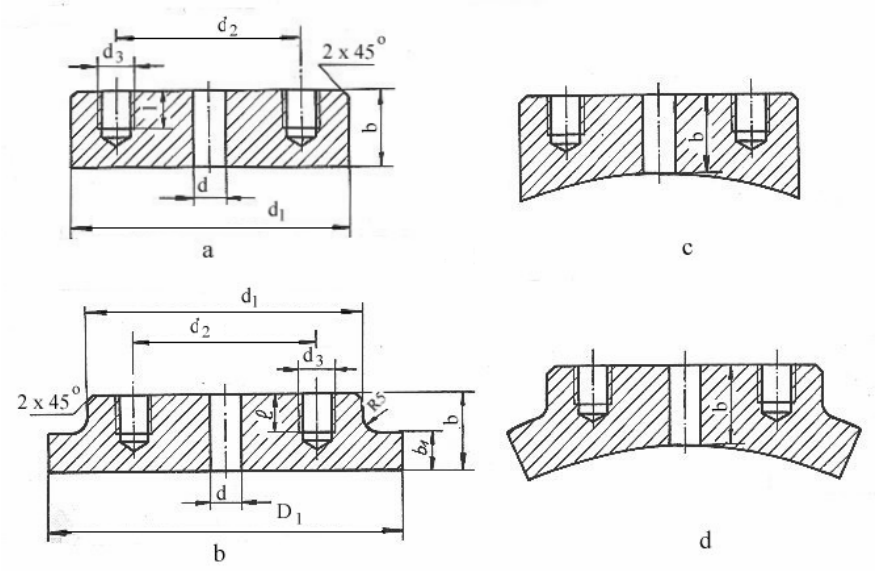


Fig. 4.42

Racordurile cu flanşă au o largă utilizare în construcţia aparatelor de tip recipient, ele prevăzându-se a fi sudate pe corp cu sau fără consolidarea orificiilor.

Racordurile se prevăd şi pentru alimentarea sau golirea recipientelor.

a) *Racordul de alimentare* 1 (fig.4.43a) pentru substanţe puternic corosive este

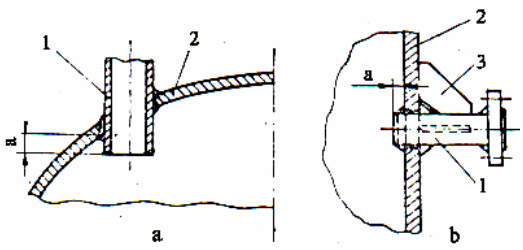


Fig. 4.43
1 – racord; 2 – perete recipient; 3- nervură

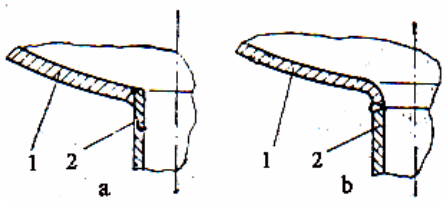


Fig. 4.44
1 – fund bombat; 2 - racord

necesar să depăşească suprafaţa interioară a recipientului 2 cu o anumită cotă *a* pentru a evita prelingerea de lichid, inclusiv a picăturilor de condensat, pe corp sau pe capac. Dacă orificiul nu se compensează, iar grosimea peretelui este mică, îmbinarea racord - corp se rigidizează cu ajutorul nervurilor 3 (fig.4.43b).

b) *Racordurile de golire* trebuie să permită golirea completă a recipientului.

Pentru recipiente cilindrice verticale racordul nu trebuie să depăşească suprafaţa interioară a fundului. Legătura dintre fundul bombat 1 şi racordul 2 se poate executa în construcţie obişnuită (fig.4.44a) sau cu bordurare (fig.4.44b). La sudarea racordurilor, alegerea tipului îmbinării sudate depinde de o serie de factori cum ar fi: grosimea elementelor asamblate; de faptul dacă racordul este cu sau fără inel de compensare; de poziţia racordului (aşezat pe recipient sau este introdus în acesta).

4.5.2. Alegerea racordurilor

Elementele componente ale unui racord se prezintă în fig.4.45.

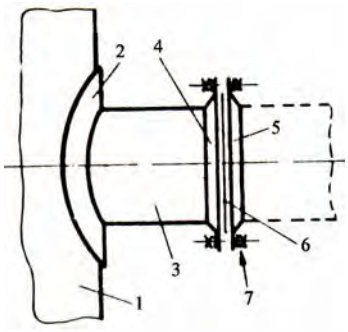


Fig. 4.45
1 – manta cilindrică; 2 – inel de consolidare; 3 – ştuţ; 4 – flanşa racordului; 5 – contraflanşa racordului; 6 – garnitură; 7 - şuruburi

Lungimea unui racord se alege ţinând seama de grosimea stratului de izolaţie termică şi de necesitatea introducerii lesnicioase a şuruburilor şi piuliţelor de strângere. Lungimea cea mai mică se obţine cu ajutorul bosajelor sau cu ajutorul mufelor.

Diametrul interior al unui racord se determină, în general, în funcţie de debitul şi viteza fluidului tehnologic vehiculat, cu următoarea relaţie:

$$d_{it} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}} \quad [mm], \qquad (4.55)$$

unde Q reprezintă debitul fluidului tehnologic vehiculat, în mm^3/s, iar v, viteza fluidului tehnologic vehiculat, în mm/s.

Pentru viteză se recomandă următoarele valori orientative: v = 0,5…2 m/s - pentru lichide; v = 10…20 m /s - pentru gaze; v = 10…30 m /s - pentru abur.

4.5.2.1. Ştuţul

Se execută din oţeluri pentru ţevi utilizate la temperaturi ridicate, având caracteristicile date în tabelul 4.14 (extras din STAS 8184-87).

Tabelul 4.14

Marca oţelului	Grosimea mm	Limita de curgere, MPa				Rezistenţa la rupere MPa
		20^0C	200^0C	250^0C	300^0C	
OLT 35K	≤ 16	235	185	165	140	350-450
	17-40	225	180	160	135	
OLT 45K	≤ 16	255	205	185	160	450-550
	17-40	245	195	175	155	

4.5.2.2. Flanşa racordului

Se recomandă utilizarea flanşelor plate executate din oţel forjat sau laminat, având suprafaţa plană de etanşare. Flanşele se utilizează pentru sudare la capătul ţevilor, în scopul îmbinării elementelor de conductă.

Tabelul 4.15

Dn mm	Ţeavă, mm		Flanşă, mm							Şurub	Masa Kg/ buc
	d	a	d_1	d_2	n x d_3	d_4	b	Supr.de etanşare		Filet	
								e	c		
10	14	1	75	50	4x11	14,5	10	2	35	M10	0,25
15	20	1	80	55	4x11	20,5	10	2	40	M10	0,28
20	25	1	90	65	4x11	25,5	10	2	50	M10	0,44
25	34	1	100	75	4x11	34,5	12	2	60	M10	0,53
32	38	1	120	90	4x14	38,5	14	2	70	M12	0,93
40	48	1	130	100	4x14	48,5	14	3	80	M12	1.00
50	60	1	140	110	4x14	60,5	14	3	90	M12	1,11
60	76	1	160	130	4x14	77	14	3	110	M12	1,39
80	89	1	190	150	4x18	90	16	3	128	M16	2,29
100	114	1	210	170	4x18	115	16	3	148	M16	2,53

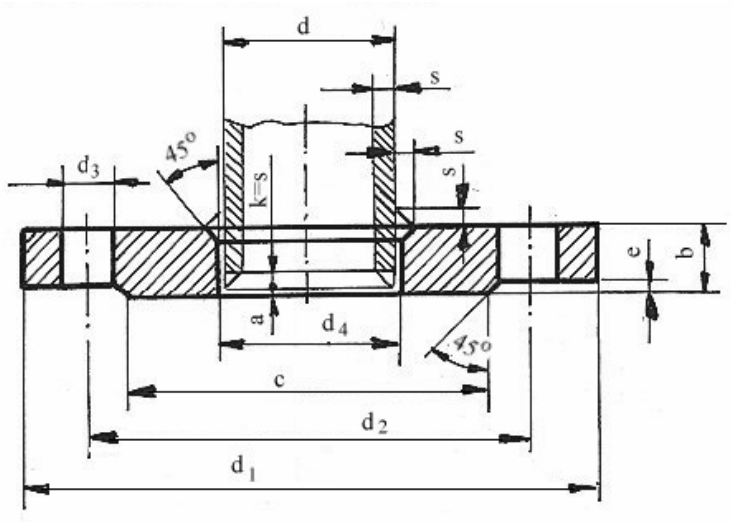


Fig.4.46

Forma acestor flanşe se prezintă în fig.4.46, iar în tabelele 4.15 şi 4.16 se dau dimensiunile acestor flanşe pentru PN 2,5 (STAS 8011-84) şi PN 6 (STAS 8012-84), respectiv pentru PN 10 (STAS 8013-84) şi PN 16 (STAS 8014-84).

Tabelul 4.16

Dn mm	Țeavă, mm		Flanşă, mm							Şurub	Masa kg / buc
	d	a	d_1	d_2	n x d_3	d_4	b	Supr.de etanşare		Filet	
								e	c		
10	14	1	90	60	4x14	14,5	12	2	40	M12	0,45
15	20	1	95	65	4x14	20,5	12	2	45	M12	0,50
20	25	1	105	75	4x14	25,5	14	2	58	M12	0,74
25	34	1	115	85	4x14	34,5	14	2	68	M12	0,86
32	38	1	140	100	4x18	38,5	16	2	78	M16	1,50
40	48	1	150	110	4x18	48,5	16	3	88	M16	1,61
50	60	1	165	125	4x18	60,5	18	3	102	M16	2,18
60	76	1	185	145	4x18	77	18	3	122	M16	2,66
80	89	1	200	160	8x18	90	20	3	138	M16	3,27
100	114	1	220	180	8x18	115	22	3	158	M16	3,97

4.5.2.3. Garnituri de etanşare

Se recomandă utilizarea garniturilor nemetalice (materiale pe bază de azbest, cauciuc, teflon, fibre vegetale etc.) pentru suprafeţe de etanşare plane având forma din fig.4.47 şi dimensiunile din tabelul 4.17 (extras din STAS 1733-89).

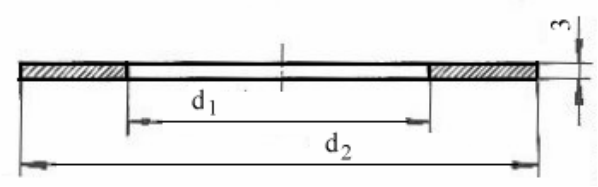


Fig. 4.47

Tabelul 4.17

Dn [mm]	10	15	20	25	32	40	50	65	80	100
d_1 [mm]	18	22	28	35	43	49	64	77	90	115
d_2 [mm]	40	45	55	65	78	88	98	118	134	154

4.5.2.4. Flanşa oarbă

Aceste flanşe se folosesc pentru obturarea conductelor. Ele oferă posibilitatea de închidere temporară a unor circuite ale fluidului şi pot ţine loc de guri de vizitare pentru recipiente cu diametre nominale relativ mici. Flanşele oarbe se execută în două variante constructive :

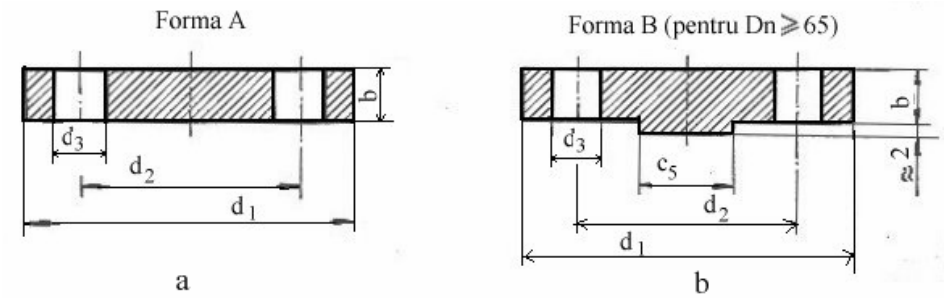


Fig. 4.48

- forma A - flanşe oarbe plate pentru $10 < D_n < 500$ şi presiuni PN 6...PN 40 bari (fig.4.48a) ;

- forma B - flanşe oarbe cu umăr pentru $65 < D_n < 600$, cu suprafaţa de etanşare prelucrată parţial, pentru presiuni PN > 40 bari (fig,4.48b).

Flanşele oarbe se execută din oţel forjat sau laminat.

In tabelul 4.18 se prezintă dimensiunile flanşelor oarbe pentru PN6 (extras din STAS 7451-88), iar în tabelul 4.19 pentru PN 10 (extras din STAS 7451-88).

Tabelul 4.18

Dn mm	Flanşă oarbă, mm					Masa, kg /buc		Simbol filet şurub
	d_1	d_2	nxd_3	b	$c_5$max	A	B	
10	75	50	4x11	12	-	0,38	-	M10
15	80	55	4x11	12	-	0,44	-	M10
20	90	65	4x11	14	-	0,65	-	M10
25	100	75	4x11	14	-	0,82	-	M10
32	120	90	4x14	14	-	1,17	-	M12
40	130	100	4x14	14	-	1,39	-	M12
50	140	110	4x14	14	-	1,62	-	M12
65	160	130	4x14	14	55	2,44	2,48	M12
80	190	150	4x18	16	70	3,43	3,49	M16
100	210	170	4x18	16	90	4,76	4,86	M16

Tabelul 4.19

Dn mm	Flanşă oarbă, mm					Masa, kg/buc		Simbol filet şurub
	d_1	d_2	nxd_3	b	$c_5$max	A	B	
10	90	60	4x14	14	-	0,63	-	M12
15	95	65	4x14	14	-	0,72	-	M12
20	105	75	4x14	16	-	1,01	-	M12
25	115	85	4x14	16	-	1,23	-	M12
32	140	100	4x18	16	-	1,80	-	M16
40	150	110	4x18	16	-	2,09	-	M16
50	165	125	4x18	18	-	2,88	-	M16
65	185	145	4x18	18	55	3,66	3,70	M16
80	200	160	8x18	20	70	4,77	4,83	M16
100	220	180	8x18	20	90	5,65	5,75	M16

Observaţie : Flanşele oarbe PN 10, Dn 10... Dn 150 sunt identice cu flanşele oarbe PN 16, Dn 10... Dn150.

Suprafeţele de etanşare pot fi : plană (PS) sau plană cu umăr(PU), conform STAS 1735-89 ; cu pană sau cu canal (CP1 sau CP2), conform STAS 1741-89 ; cu prag sau cu adâncitură (PA1 sau PA2), conform STAS 1740-80 ; cu prag cu şanţ sau cu adâncitură (PS1 sau PS2), conform STAS 1742-90.

4.5.3. Alegerea bosajelor

Bosajele se execută din oţeluri sudabile. Ele se execută prin decupare din tablă sau prin forjare, iar prelucrarea numai prin aşchiere, conform STAS 2300-75, clasa mijlocie. Rugozitatea suprafeţelor bosajelor trebuie să fie R_a 25, cu excepţia suprafeţelor de etanşare, la care rugozitatea va fi de R_a 6,3 pentru etanşări cu garnituri moi.

Tabelul 4.20 (extras din STAS 8500-77)

Dn mm	Bosaj, mm					Filet, mm			Masa, kg /buc	
	d	d_1	D_1	d_2	b	n	d_3	l	A	B
20	20	90	115	65	22	4	M10	10	1,00	1,30
25	25	100	125	75	22	4	M10	10	1,30	1,60
32	32	120	150	90	27	4	M12	12	2,40	2,90
40	40	130	160	100	27	4	M12	12	2,70	3,30
50	50	140	170	110	27	4	M12	12	3,20	4,00
65	65	160	190	130	27	4	M12	12	3,90	4,80
80	80	190	215	150	34	4	M16	16	4,30	5,20
100	100	210	235	170	34	4	M16	16	5,00	5,80
125	125	210	265	200	34	8	M16	16	6,10	7,10
150	150	265	295	225	34	8	M16	16	9,20	10,0
200	200	320	350	280	34	8	M16	16	12,0	14,0
250	250	375	405	335	34	12	M16	16	14,8	17,3
300	300	440	470	395	34	12	M20	16	17,6	20,6
350	350	490	520	445	34	12	M20	16	20,4	23,8
400	400	540	580	495	40	16	M20	20	29,0	33,0
500	500	645	685	600	40	16	M20	20	36,0	42,0

Dimensiunile bosajelor (fig.4.42) conform tabelelor 4.20 (pentru PN2,5 şi PN 6) şi 4.21 (pentru PN 10).

Tabelul 4.21 (extras STAS 8500 -77)

Dn mm	Bosaj, mm					Filet, mm			Masa, Kg /buc	
	d	d_1	D_1	d_2	b	n	d_3	l	A	B
20	20	105	130	75	25	4	M12	12	1,5	1,8
25	25	115	140	85	25	4	M12	12	1,8	2,8
32	32	140	170	100	30	4	M16	16	3,3	4,0
40	40	150	180	110	30	4	M16	16	3,7	4,5
50	50	165	200	125	30	4	N16	16	4,4	5,5
65	65	185	220	145	30	4	M16	16	5,4	6,6
80	80	200	230	160	30	4	M16	16	6,4	7,2
100	100	220	250	180	30	8	M16	16	6,9	8,0
125	125	250	280	210	30	8	M16	16	8,4	9,7
150	150	285	320	240	36	8	M20	20	12,6	13,8
200	200	340	380	295	36	8	M20	20	16,4	19,0
250	250	395	430	350	36	12	M20	20	20,0	22,5
300	300	445	480	400	36	12	M20	20	23,3	26,0
350	350	505	540	460	36	16	M20	20	28,0	34,3
400	400	565	640	515	42	16	M24	24	39,6	45,3
500	500	670	720	620	42	20	M24	24	49,5	57,3

Observaţie : Bosajele PN 10, Dn 10... Dn 200 sunt identice cu bosajele PN 16, Dn 10... Dn 200.

4.6. Guri pentru verificare

Gurile pentru verificare sunt dispozitive închise cu capac demontabil, asamblat cu şuruburi, cu care se echipează recipientele în scopul asigurării unor căi de acces pentru control, întreţinere, reparare, înlocuire de elemente deteriorate etc.

Se recomandă următoarele:

a) Guri pentru examinare vizuală. Acestea au diametrul interior de cel puţin 50 mm şi înălţimea de maxim 50 mm.

b) Guri de mână. Au diametrul interior de cel puţin 80 mm şi înălţimea de cel mult 85 mm, cu excepţia elementelor conice pentru care aceasta poate fi de 100 mm. Aceste guri trebuie să permită introducerea unei lămpi în interiorul recipientului.

c) Guri de cap. Au dimensiunile interioare de cel puţin 220 x 320 mm sau diametrul interior de min. 320 mm şi înălţimea de max. 100 mm. Ele trebuie să permită introducerea simultană a capului şi a unui braţ cu o lampă.

d) Guri de vizitare. Au diametrul interior de cel puţin 400 mm şi înălţimea de max. 250 mm. Ele permit intrarea şi ieşirea unui om fără echipament auxiliar. La construcţiile cu capac demontabil, gura de vizitare se prevede numai dacă aceasta este necesară deservirii utilajului (curăţire la intervale scurte, control frecvent etc.). Cu cât este mai mică înălţimea gurii de vizitare, cu atât accesul la interior este mai uşor.

Clasificarea gurilor de vizitare se face după mai multe criterii şi anume:

După forma geometrică pot fi:

- rotunde (utilizate larg şi nerestrictiv), standardizate pentru presiuni nominale până la PN 64 şi diametre nominale până la Dn 600;
- ovale (eliptice) utilizate limitat;
- pătrate sau dreptunghiulare, utilizate rar în special pentru aparatele lucrând la presiuni egale sau apropiate cu cea atmosferică, nefiind standardizate.

După tipul constructiv al capacului pot fi:

- cu capac plan;
- cu capac bombat;
- cu deschidere rapidă;
- cu capac autoetanşat.

După sistemul de asamblare al capacului, se deosebesc:

- guri de vizitare cu şuruburi fixe;
- guri de vizitare cu şuruburi rabatabile.

După sistemul de etanşare, gurile de vizitare pot fi cu suprafeţe de etanşare:

- plane (tip PS sau PU);
- cu prag şi adâncitură (PA);
- cu canal şi pană (CP).

După construcţia lor, deosebim guri de vizitare cu:

- capac fix sau detaşabil (fig. 4.49);
- capac rabatabil (fig. 4.50);
- cu capac pivotant orizontal (fig.4.51a) sau vertical (fig.4.51b).

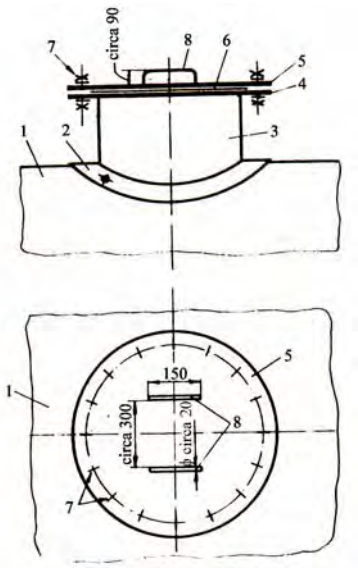


Fig. 4.49
1 – manta; 2 – inel de consolidare; 3 – ştuţ; 4 – flanşa ştuţului; 5 – capac plan fix; 6 – garnitură etanşare; 7 – şuruburi; 8 - mânere

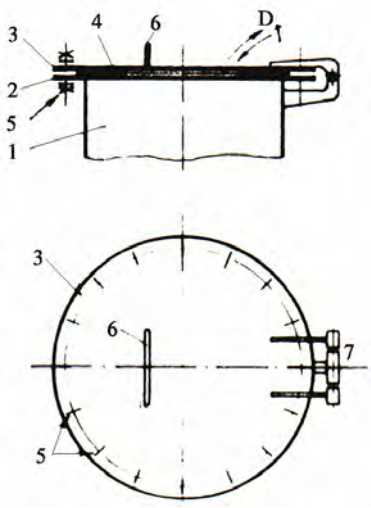


Fig. 4.50
1 –ştuţ; 2 – flanşa ştuţului;3 – capac plan rabatabil; 4 – garnitură etanşare; 5 – şuruburi; 6 – mâner; 7 – mecanism de rabatere;

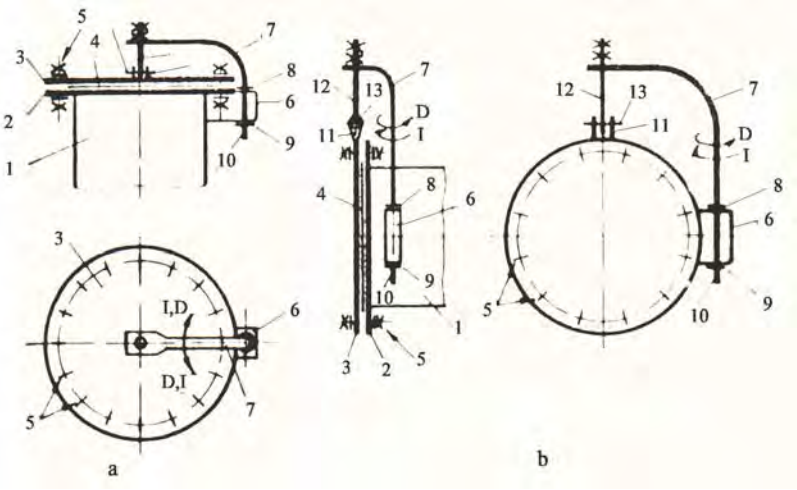


Fig. 4.51
1 – ştuţ; 2- flanşă; 3 – capac plan pivotant; 4 – garnitură etanşare; 5 –şuruburi; 6- bridă de pivotare; 7 – braţ pivotant; 8 – inel susţinere; 9 – şaibă; 10 – şplint; 11 – furcă susţinere; 12 , 13 - şuruburi

După poziţia lor de montare:

- guri de vizitare orizontale;
- guri de vizitare verticale.

După modul de protejare al suprafeţelor interioare tehnologice, distingem*:*

- guri de vizitare fără căptuşeală;
- guri de vizitare cu căptuşeală anticorosivă.

Clasificarea, simbolizarea şi notarea gurilor de vizitare rotunde, din oţel, pentru recipiente se face conform STAS 5661/1 - 86, iar detaliile constructive ale acestora conform STAS 5661/2,3- 86, STAS 5661/4...7 - 86.

e) Guri de salvare. Au diametrul interior de cel puţin 6oo mm şi trebuie să permită intrarea şi ieşirea unui om îmbrăcat cu echipament de salvare sau de protecţie.

Amplasarea şi numărul găurilor de verificare necesare într-un caz dat se determină în conformitate cu instrucţiunile C4-83.

4.7. Compensarea orificiilor

4.7.1. Elemente constructive

Efectuarea unor orificii în corpul recipientului conduce la slăbirea peretelui acestuia şi la o concentrare de tensiuni în zona respectivă. Pentru a compensa aceste efecte nefavorabile peretele recipientului se întăreşte prin adăugarea, în zona orificiului, a unei arii de material egale cu cea îndepărtată prin practicarea orificiului. Aceasta se poate realiza prin:

- sudarea în zona orificiului a unui inel de compensare, format dintr-o singură bucată sau din două bucăţi;
- îngroşarea racordului;
- îngroşarea peretelui recipientului, caz recomandat numai pentru recipientele străbătute de multe racorduri, soluţia fiind mai ieftină.

Compensarea cu un inel de întărire se poate face pe partea exterioară (fig. 4.52a)

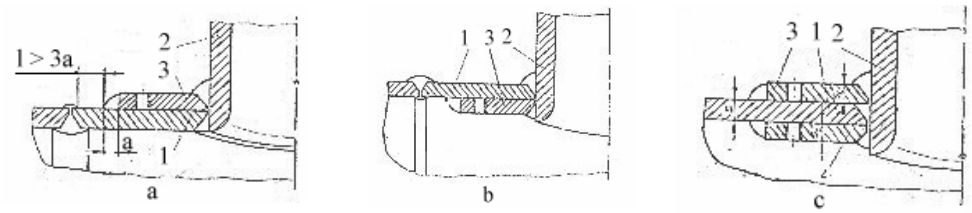


Fig.4.52

1 – corpul recipientului; 2 – racord; 3 – inele de întărire

sau pe cea interioară (fig. 4.52b) a peretelui recipientului în acest caz.

Compensarea cu două inele de întărire (fig.4.52c) este cea mai avantajoasă, îndeosebi în cazul solicitării la oboseală, deoarece asigură un flux mai uniform al liniilor de forță şi nu apar tensiuni încovoietoare suplimentare ca în cazul folosirii unui singur inel de compensare. Aria necesară compensării se distribuie în jurul orificiului (circular, eliptic) astfel ca pe orice direcție în jurul acestuia să se afle cel puțin o jumătate din aceasta.

In cazul solicitării la presiune interioară, aria maximă a secțiunii transversale necesare compensării A_c este egală cu aria materialului îndepărtat, calculată în plan meridional (fig.4.53): $A_c = ds_0$ (4.56)

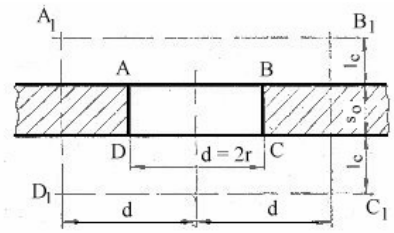


Fig. 4.53

unde *d* este diametrul orificiului iar s_0 grosimea de rezistență. In general $d \leq 0{,}33\ D$, unde *D* este diametrul interior al învelişului. Deoarece la o distanță de la marginea găurii, egală cu raza acesteia, coeficientul de concentrare al tensiunilor scade foarte mult, această distanță este în mod obişnuit considerată granița zonei de compensare efectivă a învelişului. Pe direcție perpendiculară la suprafața învelişului, granița zonei de compensare se determină considerând că la distanța l_c de înveliş efectul orificiului este neglijabil. Aria de material îndepărtat, *ABCD*, trebuie plasată în vederea compensării în interiorul domeniului $A_1B_1C_1D_1$ pentru a obține o compensare cât mai bună.

4.7.2. Domenii de aplicare

Compensarea orificiilor aflate pe elementele de recipient (cilindrice, conice, funduri, capace) supuse la presiune pe partea interioară se face atunci când:

$$Ds_p \leq 4 \cdot 10^5 mm^2, \tag{4.57}$$

unde D este diametrul recipientului, iar s_p grosimea de proiectare a peretelui acestuia.

Un orificiu se consideră izolat dacă distanța față de cel mai apropiat orificiu satisface condiția:

$$a_0 \geq 2\sqrt{D_c(s_p - c_1)}\ , \tag{4.58}$$

unde: $D_c = D$ - pentru elemente cilindrice;

$D_c = 2R$ - pentru funduri mâner de coş;

$D_c = D_k / \cos\alpha / 2$ - pentru funduri conice.

Diametrul maxim al unui orificiu izolat ce nu necesită compensare este:

$$d_{on} = 2\left[\left(\frac{s_p - c_1}{s_0} - 0{,}875\right)\cdot\sqrt{D_c(s_p - c_1)}\ \right], \tag{4.59}$$

unde s_0 este grosimea de rezistenţă a elementului de recipient pe care se află orificiul.

$$s_0 = \frac{p_c D}{2 f_a \cdot z - p_c}, \tag{4.60}$$

în care termenii au semnificaţiile din relaţia (4.1).

4.7.3. Dimensionarea inelului de compensare

Pentru compensarea orificiului prin îngroşarea peretelui elementului sau a racordului, prin adăugarea unui inel de compensare sau prin combinarea acestora trebuie îndeplinită condiţia :

$$\begin{aligned}&\left\lfloor (h_{ec} + s_{ci} + s_p - s_0 - c_1)\cdot(s_{pr} - s_{cr} - c_1) + h_{ic}\cdot(s_{pr} - 2c_1)\right\rfloor \cdot K_r + \\ &+\sqrt{D_c\cdot(s_{ci} + s_p - c_1)}\cdot(K_i\cdot s_{ci} + s_p - 0{,}875 s_0 - c_1) \ge (\frac{d_i}{2} + c_1)s_0\end{aligned} \tag{4.61}$$

unde h_{ec} - lungimea părţii exterioare a racordului ce contribuie la compensare, în mm;

$$h_{ec} = \min\left(h_e\ ; 1{,}25\sqrt{(d_i + 2c_1)(s_{pr} - c_1)}\ \right), \tag{4.62}$$

în care:

d_i - diametrul interior al ţevii ($d_i = d - 2s$, v.fig.4.46), în mm ;

s_{pr} - grosimea de proiectare a ţevii ($s_{pr} = s_{cr} + c_1 + c_{r1}$), în mm ;

s_{ci} - grosimea echivalentă de calcul a inelului de compensare ($s_{ci} = s_p$), în mm;

s_{cr} - grosimea de rezistenţă a peretelui racordului, în mm.

$$s_{cr} = \frac{p_c(d + 2c_1)}{2zf_{ar} - p_c}\ , \tag{4.63}$$

unde f_{ar} reprezintă tensiunea admisibilă a materialului racordului, în MPa.

$$f_{ar} = \min\left(\frac{R_c^t}{c_{s1}}; \frac{R^{20}}{c_{s2}}\right). \tag{4.64}$$

h_{ic} - lungimea părţii interioare a racordului ce contribuie la compensare, în mm;

$$h_{ic} = \min\left(h_i\ ; 0{,}5\sqrt{(d_i + 2c_1)\cdot(s_{pr} - c_1)}\right), \tag{4.65}$$

în care: h_i - lungimea de execuţie a părţii interioare a racordului;

K_r - raportul între tensiunea admisibilă a materialului racordului şi cea a materialului virolei ;

K_i - raportul între tensiunea admisibilă a materialului inelului de compensare, f_{ai} , şi cea a materialului virolei, f_a .

$$K_r = \min\left(\frac{f_{ar}}{f_a} ; 1 \right) ; \tag{4.66}$$

$$K_i = \min\left(\frac{f_{ai}}{f_a} ; 1 \right) . \tag{4.67}$$

- determinarea diametrului exterior al inelului de compensare, d_{ic}

$$d_{ic} = d + 2\sqrt{D_c \cdot (s_{ci} + s_p - c_1)} \tag{4.68}$$

unde: *d* - diametrul exterior al ţevii, mm (v. tabelele 4.15; 4.16)

- determinarea grosimii de proiectare a inelului de compensare, s_{pi}

4.8. Aparate de măsură şi control şi dispozitive de siguranţă

Funcţionarea recipientelor sub presiune la parametrii proiectaţi, conform cerinţelor procesului tehnologic, cât şi necesitatea protecţiei mediului şi factorului uman presupun dotarea acestora cu diverse aparate de măsură şi control şi dispozitive de siguranţă.

4.8.1 Aparate de măsură şi control

4.8.1.1 Manometre

Manometrele se montează pe fiecare recipient prin intermediul unui robinet cu trei căi prevăzut cu flanşă. Presiunea de lucru maximă admisă se marchează pe cadranul manometrului cu o linie roşie, sau pe carcasa manometrului se prevede un indicator vopsit roşu. Manometrul se alege astfel încât presiunea maximă de lucru să fie în treimea mijlocie a scării gradate. Manometrele utilizate la recipiente sub presiune trebuie să fie cel puţin din clasa de precizie 2,5.

In STAS 3589/2-86 se dau informaţii privind manometrele cu element elastic cu carcasă circulară şi cu ramă de prindere frontală.

Diametrul carcasei circulare, *D*, (fig.4.54), se alege din următorul şir de valori, exprimat în mm : 40; 60; 100; 160; 250.

Manometrul trebuie să prezinte o vizibilitate bună când este montat pe recipient;

pentru asigurarea acestei condiţii este necesar ca diametrul său exterior să aibă următoarele dimensiuni minime:

- 100 mm, dacă se montează la înălţimi de cel mult 2,5 m şi la recipiente cu presiunea maximă admisibilă de lucru de cel mult 0,8 MPa ;

- 150 mm, dacă se montează la înălţimi de cel mult 5 m şi la recipiente cu

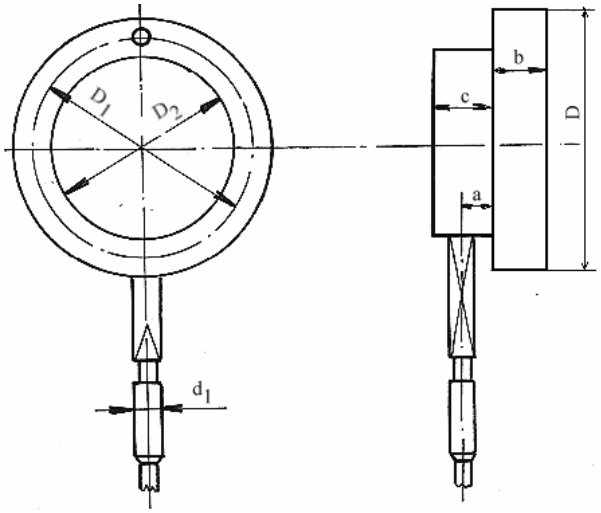


Fig. 4.54

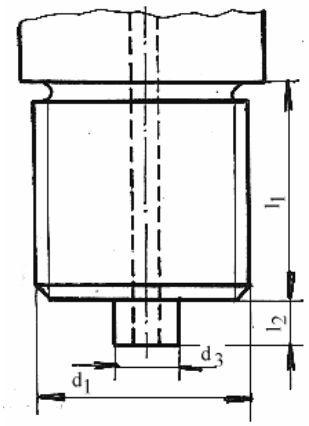


Fig. 4.55

presiunea maximă admisibilă de lucru mai mare de 0,8 MPa.

Forma şi dimensiunile pieselor de racordare ale manometrului la recipient se aleg conform fig. 4.55 şi tabelului 4.22 (extras din STAS 3589/2-86).

Tabelul 4.22

Dimensiunea carcasei, mm	Dimensiuni racord, mm				
	d_1	d_3	l_1	l_2	Presiunea măsurată, MPa
ϕ 40	M10 x 1	3	10	2	40
ϕ40; ϕ 60	M12 x 1,5	5	12	3	40
ϕ100;160;250	M20 x 1,5	6	20	4	160

4.8.1.2. Aparate pentru măsurat temperatura

Recipientele sub presiune încadrate în procese tehnologice, care trebuie să se desfăşoare la temperaturi controlate, se prevăd obligatoriu cu aparate pentru măsurarea temperaturilor cum ar fi: termometre cu tijă, termocuple, pirometre, aparate

înregistratoare. Pe scara gradată temperatura maxim admisibilă se marchează printr-o linie roşie. Aceste aparate se verifică periodic şi după fiecare reparaţie de către organele de metrologie.

Termocuplurile sunt traductoare de temperatură care transformă variaţia de temperatură a mediului, a cărui temperatură se măsoară, în variaţie de tensiune termoelectromotoare, care apoi prin racordare la un aparat indicator sau înregistrator este tradusă în unităţi de temperatură.

Pentru alegerea corespunzătoare a unui traductor de temperatură trebuie să se ţină seama de următorii factori: domeniul de măsurare, inerţia termică (constanta de timp), starea corpului a cărui temperatură se măsoară, accesibilitatea punctului de măsurare, agresivitatea mediului etc.

In fig.4.56 se prezintă un termocuplu executat la Întreprinderea de traductoare şi

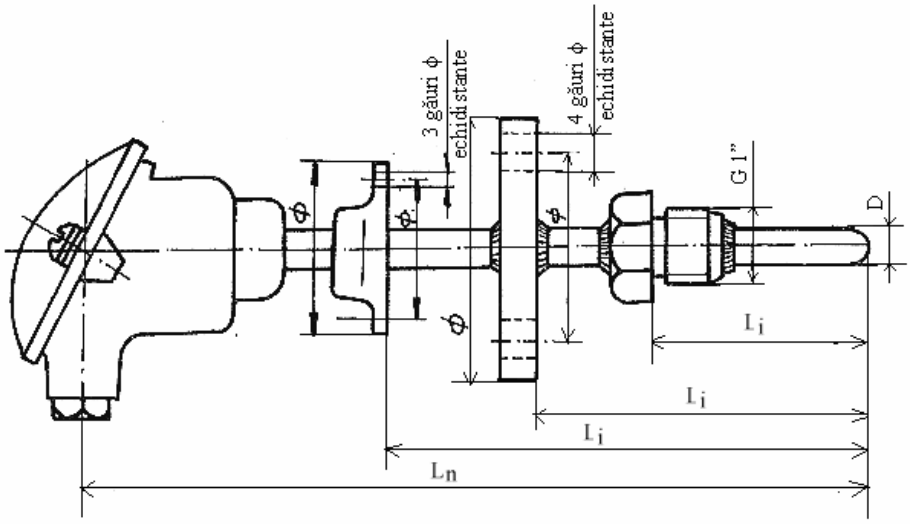


Fig. 4.56

regulatoare directe Paşcani.

Codificarea termocuplului cuprinde un cod format dintr-o parte literară (TTC) şi un grup de 10 caractere numerice împărţite în 9 nivele, fiecare nivel reprezentând o caracteristică.

4.8.1.3. Indicatoare de nivel

Pentru măsurarea nivelului din recipient, atunci când este necesar, se utilizează indicatoare de nivel. Acestea pot fi cu tub de sticlă, cu sticlă plană, indicatoare magnetice, indicatoare cu transmitere la distanţă etc.

Indicatoarele de nivel sunt obligatorii la următoarele recipiente sub presiune:

- recipiente care conţin lichide şi sunt încălzite cu flacără sau gaze de ardere;
- recipiente care conţin gaze lichefiate sau dizolvate.

Toate indicatoarele de nivel care funcţionează pe principiul vaselor comunicante vor fi prevăzute cu robinet de control.

La recipientele al căror conţinut atacă sticla se vor folosi indicatoare de nivel cu plăci din materiale corespunzătoare.

4.8.2. Dispozitive de siguranţă

Aceste dispozitive protejează recipientele sub presiune şi nu permit creşterea presiunii peste presiunea de lucru maxim admisă. Ele se utilizează atunci când există pericolul creşterii presiunii în recipient cu mai mult de 10% faţă de presiunea maxim admisibilă de lucru.

Dispozitivele de siguranţă utilizate în mod obişnuit sunt: supapele de siguranţă şi membranele de siguranţă. Ele se montează, de regulă, la partea superioară a recipientului.

4.8.2.1. Supape de siguranţă (STAS 11148-80)

1. Elemente constructive

Se recomandă pentru situaţii în care suprapresiunea creşte lent. Supapele de siguranţă au o anumită inerţie în funcţionare, motiv pentru care ele oferă doar o protecţie parţială a recipientului în cazul creşterii bruşte a suprapresiunii. Supapele de siguranţă pot fi cu arc (fig.4.58) sau cu contragreutăţi (fig.4.57). Supapele cu arc au inerţie mai mică decât cele cu contragreutate. Presiunea maximă a mediului înaintea supapei de siguranţă se admite a fi cu 10% mai mare decât presiunea de lucru maximă, p_l , admisă a recipientului. In consecinţă, ele se

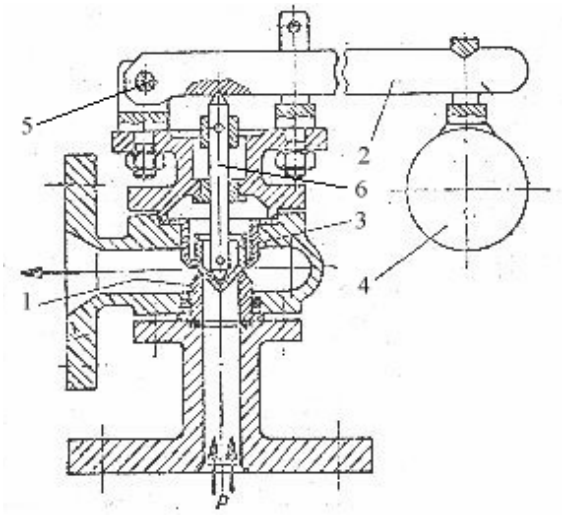


Fig. 4.57
1 – scaunul supapei; 2 – pârghie; 3– supapă;
4 – contragreutate; 5 – bolţ; 6 - tijă

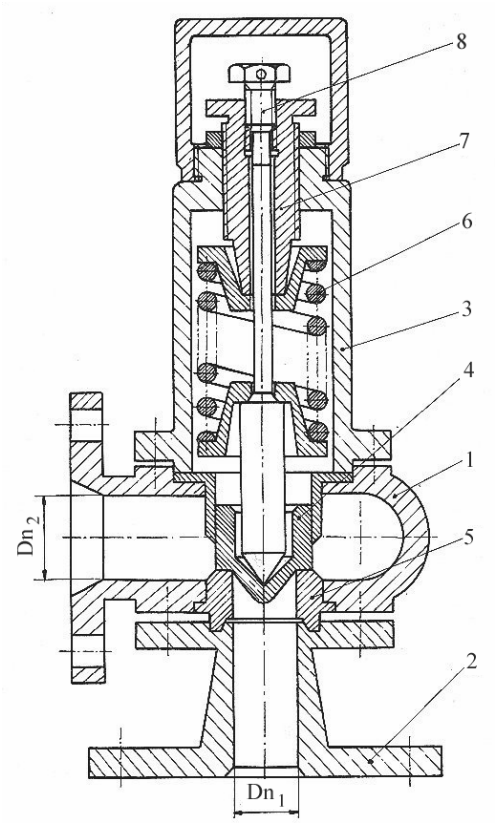


Fig. 4.58
1 – corp superior; 2 – corp inferior; 3 – capac; 4 – ventil; 5 – scaun; 6 – arc; 7 – şurub pretensionare arc; 8 – şurub limitator cursă

reglează astfel încât să se deschidă la cel mult 1,1 p_l .

Supapele de siguranță nu asigură întotdeauna etanşeitate deplină, îndeosebi datorită corodării elementelor componente (scaun, supapă etc). Supapele se proiectează, execută şi încearcă conform prescripțiilor tehnice C 37-83 ISCIR. Pentru evacuarea condensului din recipient, în cazul unui recipient cu abur sau aer sub presiune, se utilizează **supape**

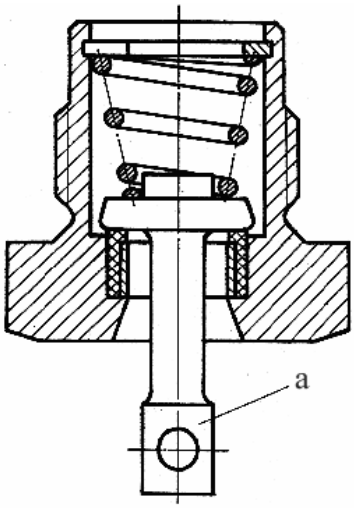


Fig. 4.59

de purjare. Acestea (fig.4.59) se montează la partea cea mai de jos a recipientului. Prin acționarea manuală a tijei *a*, fluidul sub presiune este evacuat, purjând şi condensul ce se formează la partea inferioară a recipientului.

2. Elemente de calcul

a) Supape de siguranţă cu arc

Calculul constă, în principal, din dimensionarea arcului elicoidal de compresiune (fig. 4.60), conform (STAS 7067/1-87).

- *Forța de deschidere a supapei la presiunea din recipient, F_n,* se determină cu relația:

$$F_n = \frac{\pi D_n^2}{4} \cdot p_i , \qquad (4.69)$$

unde: D_n - diametrul nominal al supapei ;

p_i - presiunea interioară din recipient.

- *Indicele arcului, i,* se alege în funcţie de modul de înfăşurare al arcului, astfel:

- pentru arcuri înfăşurate la cald $4 \le i \le 16$;

- pentru arcuri înfăşurate la rece $4 \le i \le 10$.

- *Diametrul sârmei de arc , d,* (fig.4.60) se determină cu relaţia:

$$d = \sqrt{\frac{8K\,F_n i}{\pi \tau_{at}}} \qquad (4.70)$$

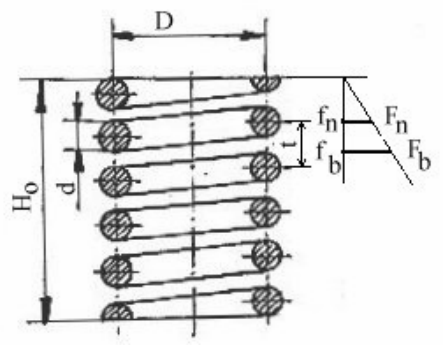


Fig. 4.60

unde: K - coeficientul de formă al arcului, având expresia: $K = 1 + 1{,}6 / i$;

τ_{at} - tensiunea admisibilă la torsiune.

Dimensiunea d a sârmei se standardizează din următorul şir de valori (STAS 893-80 pentru sârmă din oţel carbon de calitate pentru arcuri): 2,00 ; 2,20 ; 2,40 ; 2,50; 2,80 ; 3,00 ; 3,50 ; 4,00 ; 4,50 ; 5,00 ; 5,50 ; 6,00 ; 7,00 mm.

- *Diametrul mediu al spirei,* D_m, se determină cu relaţia : $D_m = id$;

- *Diametrul exterior al spirei :* $D = D_m + d$;

- *Diametrul interior al spirei :* $D_i = D_m - d$;

- *Pasul spirelor active în stare liberă, t,* se determină din condiţia:

$$\frac{D_m}{4} + 0{,}2 \le t \le \frac{2}{3} D_m . \qquad (4.71)$$

- *Săgeata arcului,* f_n, se determină cu relaţia:

$$f_n = \frac{8}{G} \cdot \frac{D_m^3 \cdot n}{d^4} \cdot F_n , \qquad (4.72)$$

unde n reprezintă numărul de spire active. Acesta se alege astfel încât $(n-1)(t-d)$ să fie mai mare decât suma săgeţii arcului sub sarcină şi cursa ventilului;

G = (78.000...80.000) MPa – modulul de elasticitate transversal.

- *Cursa ventilului*: $H_v = (0{,}1...0{,}5) D_n$;

- *Numărul total de spire* : $n_t = n + n_r$,

unde: n_r = 1,5 pentru $n \le 7$ şi n_r = 1,5...3,5 pentru $n > 7$.

- *Înălţimea arcului la blocare*: $H_b = n_t d$;

- *Înălţimea arcului în stare liberă,* H_o se determină cu relaţia:

$$H_o = t\,n + (n_r - 0{,}5)\,d; \tag{4.73}$$

- *Săgeata arcului la blocare*: $f_b = H_t - H_b$;

- *Unghiul de înclinare al spirei* :

$$\alpha_0 = arctg\,\frac{t}{\pi\,D_m}; \tag{4.74}$$

- *Constanta arcului* : $c = F_n / f_n$;

- *Diametrul de aşezare a ventilului*, D_1, se determină cu relația:

$$D_1 = \frac{D_n^2}{4\,H_v}. \tag{4.75}$$

Pentru ca arcul să reziste la solicitările la care este supus trebuie îndeplinite condițiile:

$$\tau_{ef} \le \tau_{at}\ ;\ \ \tau_{tb} \le \tau_r\,, \tag{4.76}$$

unde:

$$\tau_{ef} = \frac{8K\,i}{\pi d^2}\cdot F_n\ \ ;\qquad \tau_{tb} = \frac{8K\,i}{\pi d^2}\cdot F_b\,, \tag{4.77}$$

în care F_b este forța de blocare a arcului şi se determină cu relația: $F_b = cf_b$.

b) Supape de siguranță acționate prin contragreutate (fig.4.58)

Calculul constă în:

Dimensionarea tijei

Diametrul minim al tijei se determină cu relația:

$$d \ge \sqrt{\frac{4K \cdot F}{\pi \cdot \sigma_{ac}}}, \tag{4.78}$$

unde: F – forța de apăsare; în cazul unei suprafețe bine finisate, această forță trebuie să fie egală ca mărime cu forța rezultată din acțiunea presiunii fluidului;

σ_{ac} – tensiunea admisibilă la compresiune;

K –coeficient de suprasarcină (K= 1,1…1,3).

Calculul masei contragreutății

Greutatea contragreutății se determină cu relația:

$$G_c = \frac{F \cdot l_1 - G_p \cdot l_2 - G_v \cdot l_1}{l_3} \tag{4.79}$$

în care: G_p – greutatea pârghiei;

G_v – greutatea tijei şi ventilului;

F – forța necesară etanşării;

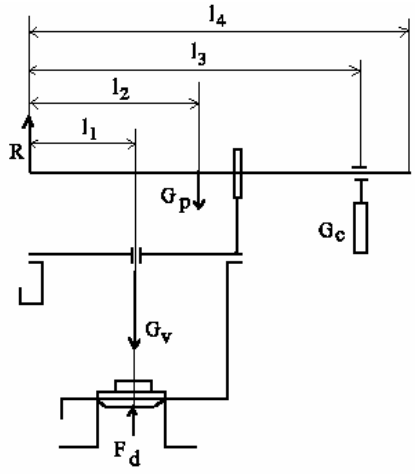


Fig. 4.61

l_1, l_2, l_3, l_4 – conform fig. 4.61.

Verificarea pârghiei se face la solicitarea de încovoiere cu relaţia:

$$\sigma_i = \frac{M_{i\max}}{W} \le \sigma_{ai}, \qquad (4.80)$$

unde: M_{imax} – momentul încovoietor maxim din secţiune; W – modulul de rezistenţă al secţiunii.

Verificarea bolţului

Bolţul se verifică la forfecare şi la presiune de strivire între bolţ şi furcă, respectiv între bolţ şi pârghie.

4.8.2.2. Dispozitive de siguranţă cu elemente care se distrug

Din această grupă fac parte: membranele de rupere (bombate sau plane), capsulele de rupere, barele de rupere şi barele de flambaj. Dintre acestea, membranele sunt specifice recipientelor cu perete subţire; ele asigură protecţie şi împotriva exploziilor.

Membranele de siguranţă se execută din materiale izotrope, omogene, care-şi păstrează în timp caracteristicile mecanice şi stabilitatea la coroziune în condiţiile date de lucru, cum ar fi: aluminiu, cupru, nichel, argint, aur, platină, titan, aliaje neferoase, PTFE etc. In fig.4.62a se prezintă un dispozitiv de siguranţă cu membrană plană prevăzută cu garniturile 2 şi 3 prinse între flanşele 4 şi 5. In fig. 4.62b este reprezentat un dispozitiv de siguranţă cu membrană bombată 1, montată între monturile 6 şi 7 care sunt strânse cu

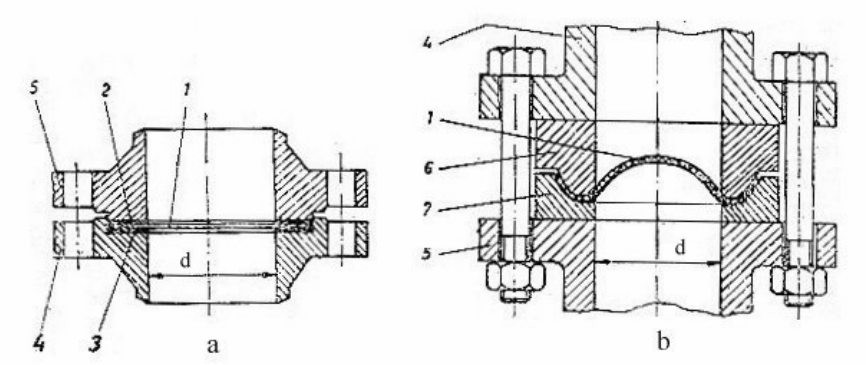


Fig. 4.62

1 – membrană de siguranţă; 2 şi 3 – garnituri; 4 şi 5 – flanşe; 6 şi 7 – monturi;

ajutorul flanşelor 4 şi 5.

Membrana de siguranţă trebuie să asigure schimbarea uşoară. Grosimea ei se predimensionează cu relaţia:

$$s = \frac{p_r d}{k} \tag{4.81}$$

unde: p_r - presiunea de rupere ($p_r = 1{,}1 p_l$; p_l - presiunea de lucru);

k - rezistența caracteristică materialului membranei de siguranță în condițiile de solicitare date.

La instalațiile care lucrează sub vid membrana este protejată împotriva fluturării cu ajutorul unui disc bombat, cu perforații, montat sub membrana de siguranță.

Membranele bombate sunt mai sensibile decât cele plane. La montarea dispozitivelor de siguranță cu membrană se asigură posibilitatea reținerii fragmentelor de membrană, după rupere, prin montarea în interiorul conductei de evacuare a unui element de reținere.

4.9. Încălzirea şi răcirea recipientelor

Încălzirea recipientelor poate fi directă sau indirectă. In cazul încălzirii directe agentul de încălzire se introduce direct în mediul de lucru. Aceasta se realizează cu ajutorul unor țevi prevăzute cu numeroase orificii de diametru mic, care asigură o repartiție uniformă în masa supusă încălzirii. Încălzirea indirectă presupune ca agentul de încălzire să fie separat, prin perete metalic sau din alt material, de mediul de lucru. In acest caz utilajele trebuie prevăzute constructiv cu mijloace pentru realizarea încălzirii, cum sunt cămăşile de încălzire şi serpentinele aplicate pe corp sau introduse în recipient.

4.9.1. Cămăşi de încălzire

Acestea pot fi fixe sau amovibile.

Cămaşa fixă se sudează de recipient pe conturul superior. Îmbinarea corp - manta se face prin racordare sub 45^o în partea superioară (fig.4.63a) şi degajarea sub 90^o cu bordurarea cămăşii de încălzire la partea inferioară, pentru amplasarea racordului de fund (fig.4.63b). Racordul de fund se aşează la punctul de cotă minimă a fundului cămăşii şi poate fi separat (ca în fig.4.63b) sau comun cu al recipientului. La zona superioară cămaşa trebuie prevăzută cu racorduri pentru intrarea aburului şi pentru supapa de siguranță.

Aerul şi gazele necondensabile trebuie evacuate din cămaşa de încălzire deoarece prezența lor înrăutățeşte transferul termic, scăzând productivitatea utilajului. Evacuarea se face

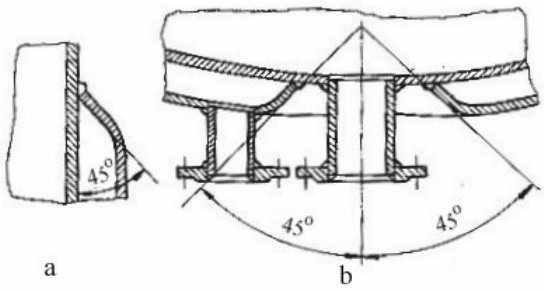


Fig. 4.63

utilizând dopuri sau racorduri de aerisire. Lichidele de răcire sau de încălzire se introduc întotdeauna pe la partea inferioară şi sunt evacuate pe la partea superioară, astfel ca spaţiul dintre corpul recipientului şi cămaşa de încălzire să fie în permanenţă plin cu lichid. Vaporii se introduc pe la partea superioară, iar condensatul este evacuat pe la partea inferioară. Vaporii nu trebuie să lovească direct suprafaţa încălzită. Pentru a elimina acest lucru se utilizează plăci deflectoare 1 (fig.4.64a) sau racorduri speciale 2 obturate cu fante laterale 3 (fig.4.64b).

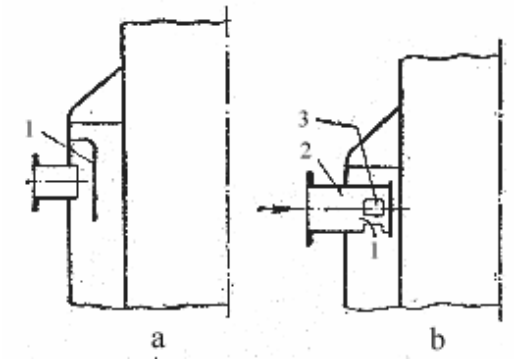


Fig. 4.64
1 – deflector; 2 – racord; 3 - fantă

Cămăşile amovibile (2) se asamblează de corpul recipientului (1) în partea superioară cu flanşe plate (fig. 4.65) sau cu gât în raport cu presiunea şi temperatura agentului de încălzire şi cu diametrul cămăşii.

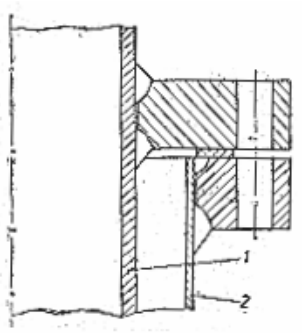


Fig. 4.65
1 – corp recipient; 2 – cămaşă amovibilă

4.9.2. Serpentine de încălzire

La presiuni ridicate ale agentului de încălzire, precum şi la utilaje cu diametru mare, în locul cămăşilor de încălzire se utilizează serpentinele de încălzire.

Serpentinele se execută din ţeavă trasă fără cusătură, care se curbează elicoidal. In cazul recipientelor executate din laminate de oţel, ele sunt din oţel carbon sau din oţel anticorosiv. Serpentinele pot fi interioare, adică introduse în recipient, sau exterioare, aplicate pe corpul acestuia.

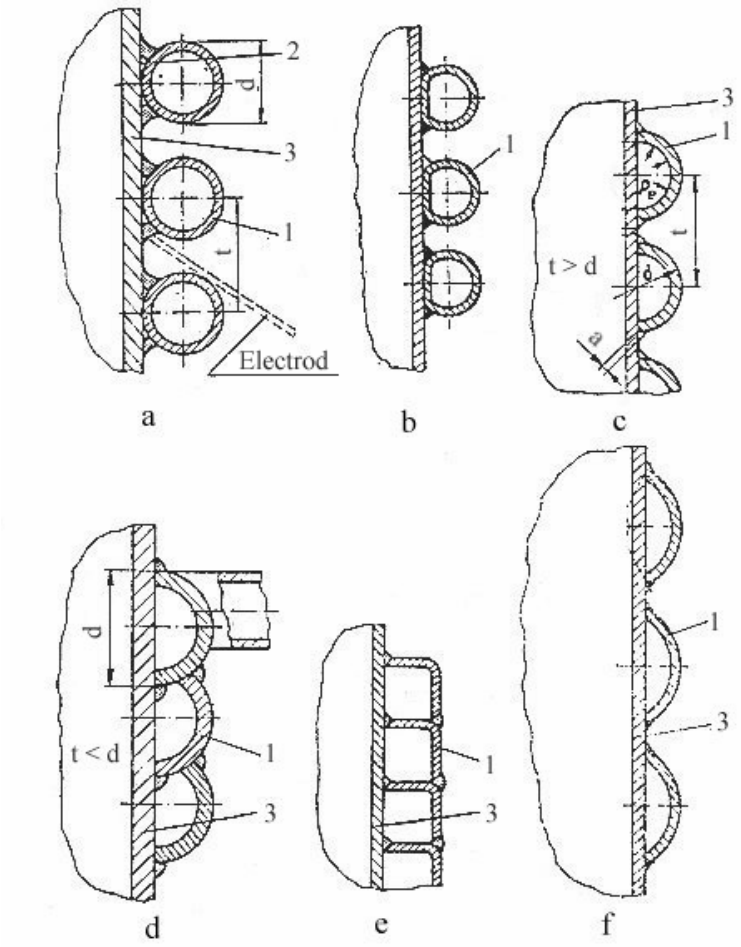


Fig.4.66
1 – țeavă; 2 – bandă cupru; 3 – perete recipient

Serpentinele pentru încălzirea recipientelor pot fi: din țeavă întreagă 1 cu bandă de cupru 2 introdusă între țeavă şi peretele 3 al recipientului (fig.4.66a); din țeavă aplatizată (fig.4.66b); din jumătăți de țeavă cu $t > d$ (fig.4.66c); din jumătăți de țeavă cu $t < d$ (fig.4.66d);.din cornier (fig.4.66e) sau din bandă de tablă curbată la rece (fig.4.66f). Pasul t se alege astfel încât electrodul să poată intra în spațiul dintre două țevi succesive, în vederea sudării. In cazul soluției din fig.4.66a se recomandă ca $t = (1,5...2)d$, d fiind diametrul exterior al țevii. La această variantă între peretele recipientului şi serpentină se introduce o bandă din cupru. La sudare, cuprul se topeşte parțial şi umple spațiul dintre pereții țevii şi ai recipientului. Prin aceasta se măreşte suprafața de contact dintre serpentină si peretele recipientului, îmbunătățind transferul termic. Această soluție constructivă poate fi utilizată până la presiuni de 35 MPa. Are dezavantajul că este

scumpă.

Cordoanele de sudură sunt solicitate la forfecare. Grosimea cordonului de sudură *a* se determină cu relaţia:

$$a = \frac{p_e\, d_i}{2\,\tau_{af}}, \tag{4.82}$$

unde: τ_{af} - tensiunea admisibilă la forfecare a materialului cordonului de sudură;

d_i - diametrul interior al ţevii;

p_e - presiunea de exploatare.

Variantele din fig.4.66d si e sunt mai avantajoase din punct de vedere al utilizării eficiente a suprafeţei de transfer termic, deoarece pe întreaga suprafaţă cu serpentină nu există porţiuni fără contact direct cu mediul de încălzire.

Pentru montarea serpentinei se trasează pe recipient traseul stabilit, apoi se sudează un capăt al acesteia de peretele recipientului. In continuare se încălzeşte ţeava sau profilul până la roşu, pe o porţiune de 150…200 mm şi se curbează după traseu, după care se sudează de recipient.

4.9.3. Izolarea termică a recipientelor

Utilajele prin care circula fluide la temperaturi diferite de temperatura mediului ambiant, se izolează termic. In acest scop, pe suprafaţa exterioară a utilajului se prinde, cu ajutorul unor suporturi speciale, materialul izolant (cu conductivitate termică foarte mică): vată de sticlă, vată minerală, fibre ceramice, plută expandată, ciment poros, materiale plastice expandate, folii de aluminiu etc.

4.10. Suporturi pentru recipiente

4.10.1. Suporturi pentru recipiente verticale

Recipientele verticale se montează suspendate sau rezemate.

Recipientele suspendate se reazemă fie continuu pe un inel de rezemare, fie direct pe un număr determinat de *suporturi laterale*. In mod obişnuit se utilizează 2...4 suporturi laterale (STAS 5455-82). Pentru aparate foarte mari se poate recurge şi la 8 suporturi. Suportul este caracterizat de greutatea pe care o poate prelua. In cazul în care grosimea peretelui recipientului este relativ mică, pentru a evita pierderea locală a stabilităţii corpului recipientului sau o stare de tensiuni nefavorabilă, între suport şi

peretele recipientului se interpune o placă de întărire, de grosime egală cu grosimea peretelui pe care se aplică. Placa de întărire se execută din acelaşi material cu cel al recipientului pe care se sudează.

Suporturile laterale se execută din oţel carbon, oţel slab aliat sau, după caz, din oţel aliat.

Suporturile laterale (STAS 5455-82) se clasifică în două tipuri şi două variante, astfel :

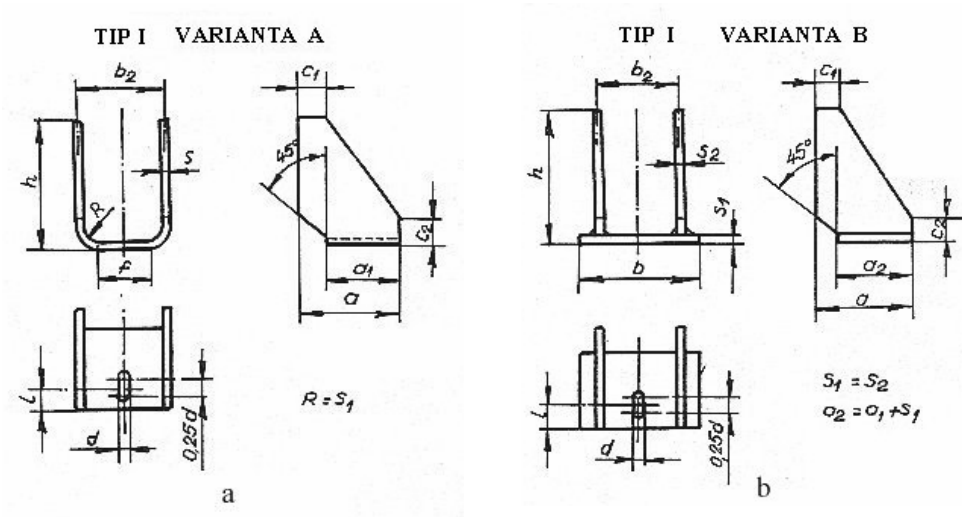


Fig.4.67

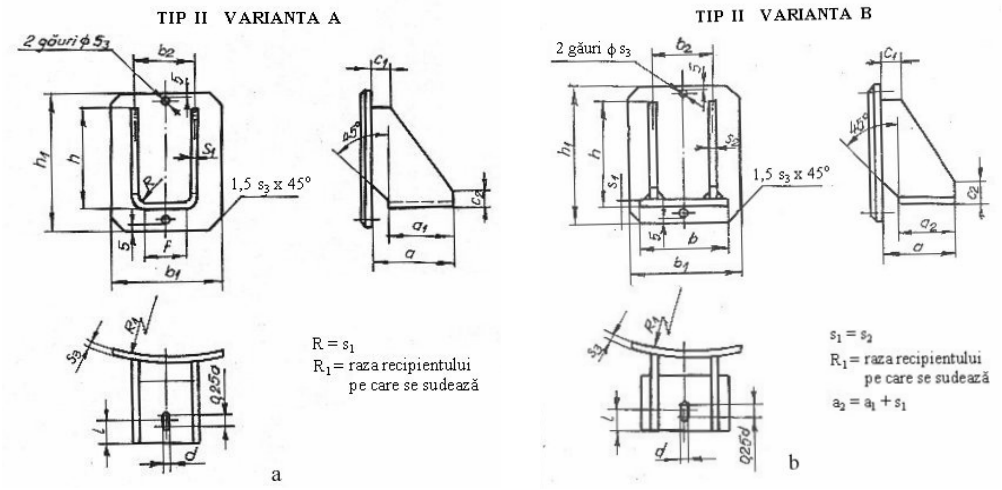


Fig.4.68

- tip I, suporturi laterale sudate direct pe recipient (fig.4.67a şi b) ;

- tip II, suporturi laterale sudate pe recipient prin intermediul unei plăci de întărire (fig.4.68a şi b) ;

- varianta A, suporturi laterale executate prin ambutisare (fig.4.67a şi 4.68a);

- varianta B, suporturi laterale executate din elemente sudate(fig.4.67b şi 4.68b).

Alegerea suporturilor laterale

Suporturile se aleg în funcţie de greutatea pe care o pot prelua. Pentru aceasta este necesar a cunoaşte greutatea totală a recipientului, care se determină cu relaţia :

$$G_t = G_c + G_{lr} + F_s + F_z + F_v + F_{supl}\,, \tag{4.83}$$

unde G_c reprezintă greutatea constructivă, determinată cu relaţia:

$$G_c = G_{corp} + G_{flanse} + G_{fund} + G_{capac} + G_{racord}\,, \tag{4.84}$$

în care: G_{corp} este greutatea corpului şi se determină cu relaţia:

$$G_{corp} = 2\pi RHs_p \rho\, g\,. \tag{4.85}$$

(R - raza recipientului, în m ; s_p - grosimea corpului recipientului, în m ; ρ = 7800 Kg/m^3 - densitatea materialului corpului recipientului ; g = 9,81 m/s^2).

Pentru calculul înălţimii H, a părţii cilindrice a recipientului, nu se ia în considerare volumul ocupat de fund şi capac (recipientul nu funcţionează niciodată plin, fiind necesar un spaţiu gol pentru vaporii ce se degajă).

$$H = \frac{4V}{\pi D^2}\,; \tag{4.86}$$

(V - volumul recipientului, în m^3 ; D - diametrul recipientului, în m.).

$G_{flanşe}$ - greutatea tuturor flanşelor, în N ;

$$G_{flanse} = \sum_{i=1}^{n} m_i \cdot g \tag{4.87}$$

unde: m_i - masa flanşei, în Kg ;

G_{fund} - greutatea fundului recipientului, în N ;

G_{capac} - greutatea capacului, în N ;

G_{racord} - greutatea tuturor racordurilor, în N.

G_{lr} - greutatea lichidului din recipient, în N ;

$$G_{lr} = V_l\, \rho_l\, g \tag{4.88}$$

(V_l = 0,8 V - volumul lichidului din recipient; ρ_l - densitatea lichidului din recipient; pentru suc ρ_l = 1100 Kg/m^3; pentru apă ρ_l = 1000 Kg/m^3)

$F_s = 3(G_c + G_{lr})$ - forţa seismică ;

$F_z = (0,3...0,5)(G_c + G_{lr})$ - forța datorată zăpezii ;

$F_v = 0,1(G_c + G_{lr})$ - forța datorată vântului ;

$F_{\sup l} = (0,2...0,3)(G_c + G_{lr})$ - forțe suplimentare.

Valorile obținute se înlocuiesc în relația (4.83) determinându-se greutatea totală a recipientului, G_t .

Greutatea pe un suport este : $G_s = G_t / n$; unde n - numărul suporturilor, iar greutatea de calcul pentru un suport este : $G_{cs} = 1,3G_s$. Cu această valoare se alege din nomograma din fig. 4.69 mărimea suportului, iar din tabele dimensiunile acestora.

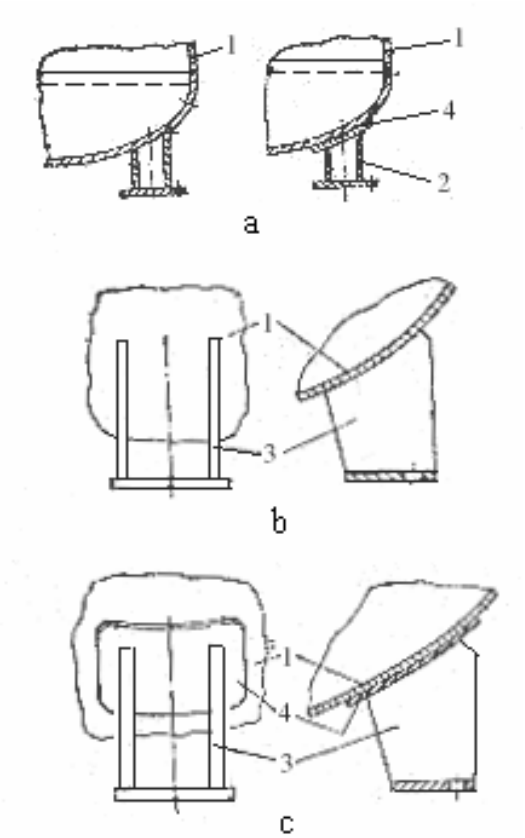


Fig. 4.70
1 – fund recipient; 2 – suport tubular; 3 – plăci sudate; 4 – placă de întărire

Rezemarea pe fundul recipientului se poate face direct, pe 3, 4 sau 6 suporturi, continuu pe inel sau pe o virolă suport. *Suporturile de fund* (fig. 4.70) pot fi tubulare, 2 (fig.4.70a) sau din plăci sudate, 3 (fig. 4.70b şi c). Ele se asamblează direct pe fundul recipientului 1 sau prin intermediul unei plăci de întărire, 4. Dimensiunile suporturilor de fund şi sarcina maximă admisibilă pe fiecare tip de suport sunt prezentate în STAS 5520-82. Suporturile de fund tubulare cu placă de întărire pot fi utilizate pentru sarcini cuprinse între 15 şi 200 kN. Suporturile de fund din plăci sudate pot fi utilizate pentru sarcini de la 4 la 250 kN.

Rezemarea pe inel (fig.4.71) este specifică recipientelor de gabarit mare şi grele.

Virola suport poate fi în continuarea recipientului, având suprafața mediană în prelungirea celei a corpului recipientului sau foarte puțin decalată (fig.4.72). Virola suport asigură tranziția între temperatura corpului şi temperatura tălpii, apropiată de cea a reazemului. Ca urmare, capătul superior al virolei suport se dilată radial o dată cu corpul,

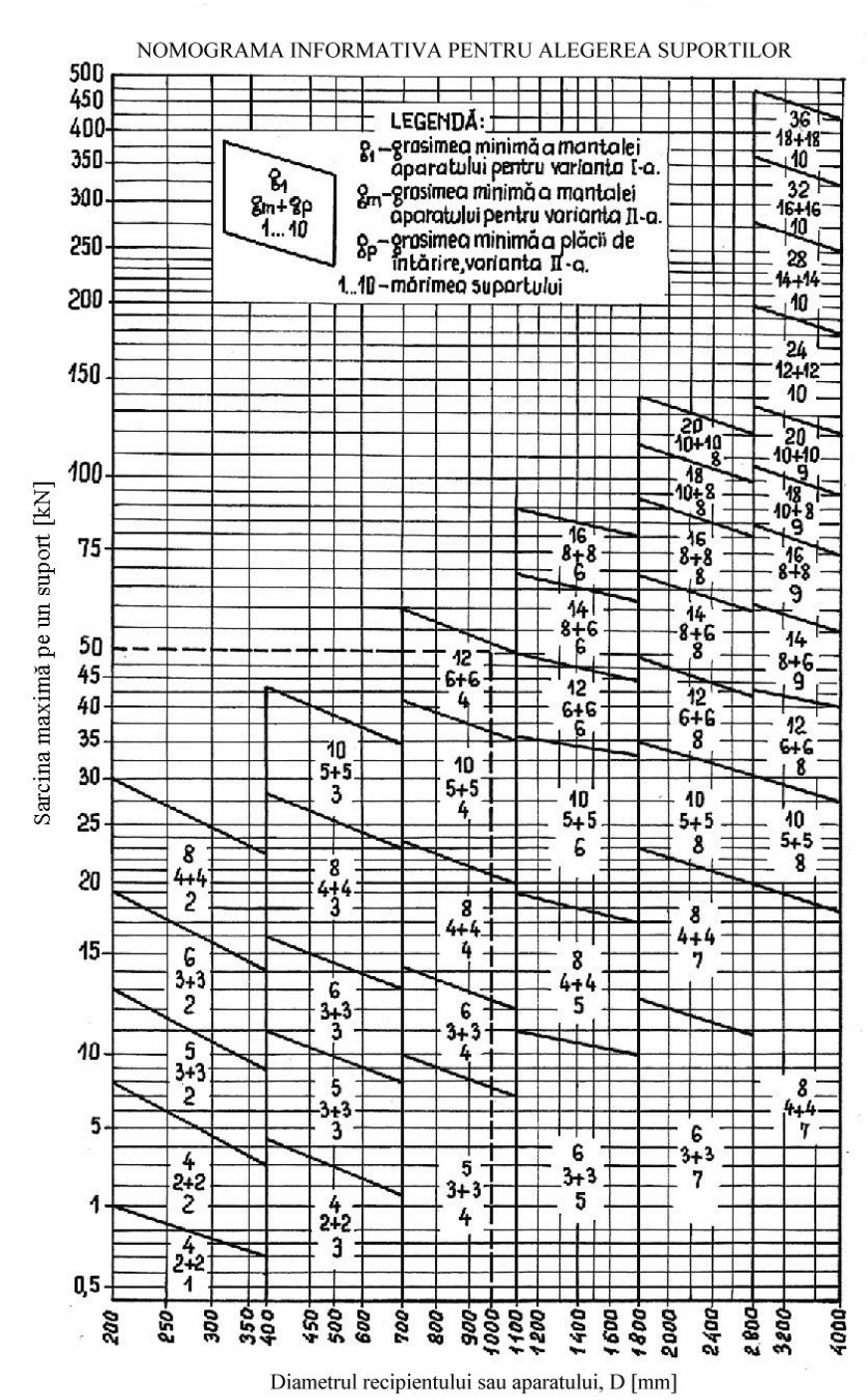

NOMOGRAMA INFORMATIVA PENTRU ALEGEREA SUPORTILOR
LEGENDĂ:
g_1 – grosimea minimă a mantalei aparatului pentru varianta I-a.
g_m – grosimea minimă a mantalei aparatului pentru varianta II-a.
g_p – grosimea minimă a plăcii de întărire, varianta II-a.
1...10 – mărimea suportului
g_1
g_m+g_p
1...10
Sarcina maximă pe un suport [kN]
Diametrul recipientului sau aparatului, D [mm]

Fig. 4.69

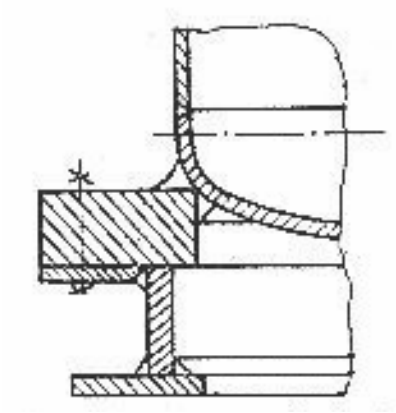


Fig. 4.71

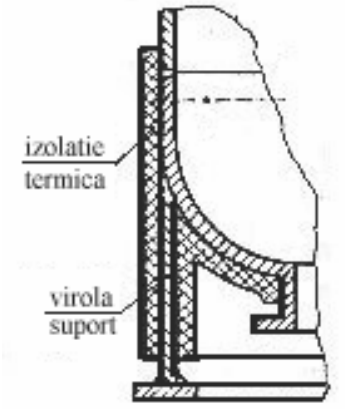


Fig. 4.72

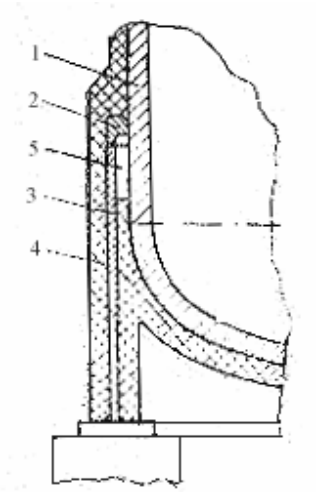


Fig. 4.73
1 – corp recipient; 2 – inel; 3 – virolă suport; 4 – izolaţie termică; 5 – buzunar de aer

pe când capătul inferior al virolei nu se dilată şi nu este deci supus vreunei solicitări suplimentare.

In consecinţă, îmbinarea capătului superior al virolei suport cu corpul recipientului, reprezintă o discontinuitate mare de structură; aici apar solicitări de contur. Pentru a micşora aceste solicitări este necesar micşorarea gradientului de temperatură în lungul suportului, în apropierea conturului de îmbinare. In acest scop, în stratul de izolaţie termică se lasă “buzunarele de aer” (fig. 4.73) care permit transferul termic prin convecţie şi radiaţie de la corp la suport.

4.10.2. Suporturi pentru recipiente orizontale

Cele mai utilizate sunt suporturile tip şa rigidizate cu nervuri (fig.4.74). Cu creşterea diametrului recipientului rezemat, creşte gradul de rigidizare produs de nervuri, fie prin mărirea numărului de nervuri, fie prin extinderea lor.

Suporturile şa pentru recipiente (STAS 10817-82) se execută în trei tipuri constructive:

N1 – suporturi şa cu trei nervuri, la recipiente cu diametrul nominal

Dn600…Dn 1000;

N2 - suporturi şa cu şase nervuri, la recipiente cu diametrul nominal Dn1100…Dn 2000;

N3 - suporturi şa cu opt nervuri, la recipiente cu diametrul nominal Dn2200…Dn 3600.

Suporturile şa tip N1 se execută într-o singură variantă de încărcare, iar celelalte în două variante de încărcare: U – execuţie uşoară şi G – execuţie grea.

Fiecare tip constructiv se execută în două variante de montare:

F – fix faţă de fundaţie, care se montează direct în fundaţia de beton prin intermediul şuruburilor de fundaţie;

M – mobil faţă de fundaţie, care se montează prin intermediul unei plăci de glisare încastrată în fundaţie.

In zona rezemării, recipientul este solicitat la presiune exterioară, determinată de sarcina de pe reazem. Ca urmare, aici există pericolul pierderii stabilităţii. Pentru a evita aceasta, în zona rezemării suportul este prevăzut cu o fâşie de întărire, care se sudează de corp şi care are lăţimea mai mare decât lăţimea reazemului.

In cazul funcţionării la temperatură ridicată, unul dintre reazeme este fix, iar celelalte sunt mobile.

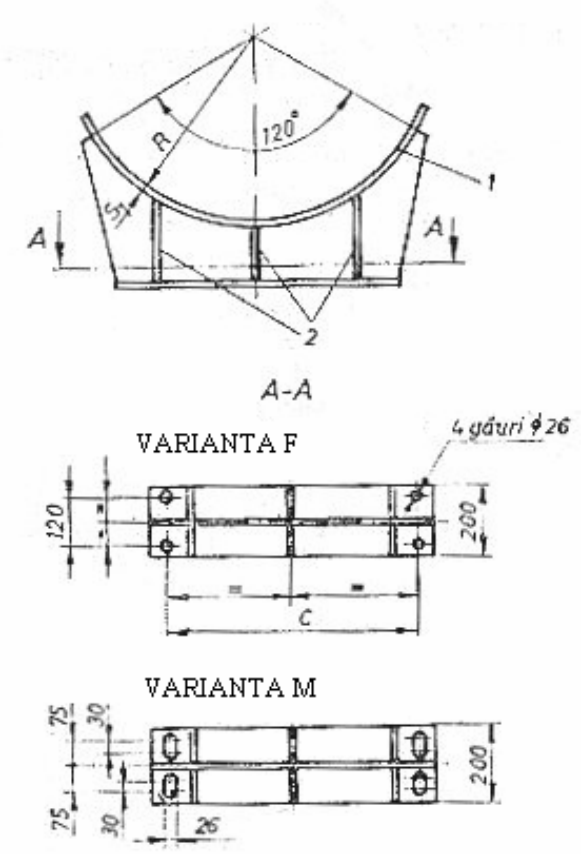


Fig. 4.74
1 – suport; 2 - nervuri

Recipientele orizontale sunt solicitate la încovoiere datorită masei proprii şi masei lichidului din recipient

5. DISPOZITIVE DE ETANŞARE

5.1. Generalități

Dacă capacul, fundul sau peretele unui recipient este traversat de un organ în mişcare, cum ar fi un arbore de amestecător, scăpările de fluid sub presiune se împiedică cu ajutorul dispozitivelor de etanşare. Astfel de organe se utilizează şi la trecerea prin capac a unor țevi care trebuie deplasate ocazional în sensul axei lor sau rotite.

In domeniul de presiuni corespunzând recipientelor cu perete subțire se utilizează fie dispozitive de etanşare cu umplutură moale (cutii de etanşare propriu-zise), fie dispozitive de etanşare cu inele alunecătoare (etanşări frontale).

5.2. Dispozitive de etanşare cu garnitură moale

5.2.1. Elemente constructive

In fig.5.1 este reprezentată o cutie de etanşare pentru recipiente executate din laminate din oțel. Umplutura moale 7, strânsă cu ajutorul prezoanelor, prin intermediul lunetei 2 şi al inelului de presiune superior 3, este apăsată atât spre suprafața arborelui 1 cât şi spre peretele locaşului din corpul 4, asigurând astfel etanşeitatea trecerii arborelui prin capac. Cutia de etanşare este prevăzută cu inelul de fixare 5 necesar pentru prinderea de corpul recipientului 6. La fundul cutiei de etanşare se montează un inel metalic 8. Dacă se admite că garnitura 9 asigură etanşeitate deplină, rămân două căi de scăpare, posibile, ale fluidului sub presiune: una în lungul arborelui şi cealaltă în lungul peretelui locaşului. Trebuie asigurată închiderea etanşă a ambelor căi. Pentru ca etanşeitatea realizată la început, la strângerea lunetei, să se mențină şi în exploatare este esențial ca materialul umpluturii să îndeplinească următoarele condiții: să fie deplin elastic, să reziste eventualei acțiuni agresive a fluidului de lucru, să-şi păstreze proprietățile timp îndelungat la temperatura de regim, să nu degradeze suprafața arborelui şi să poată fi îmbibat cu

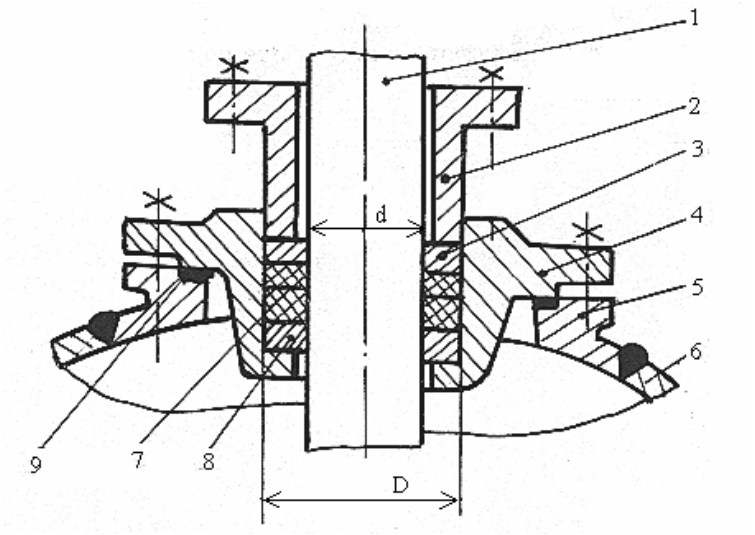


Fig. 5.1
1 – arbore; 2lunetă; 3 – inel de presiune superior; 4 – corp;
5 – inel de fixare; 6 – recipient; 7 – umplutură moale;
8 –inel metalic; 9 - garnitură

lubrifiant.

Dacă se utilizează ca material de umplutură şnur de azbest, acesta trebuie să fie de secţiune pătrată, de latură (*D-d*)/2. Din şnur se pregătesc inele, de dimensiuni corespunzătoare, îmbinate prin suprapunere. Pe măsură ce inelele se uzează prin frecare de arbore, luneta se strânge. Când aceasta ajunge la capătul cursei umplutura uzată se scoate din locaş şi se înlocuieşte cu alta proaspătă. Numărul de inele utilizat în mod obişnuit variază între 4 şi 8, în raport cu presiunea de lucru. Nu se folosesc mai mult de 8 inele deoarece frecarea dintre arbore şi umplutură creşte excesiv.

Cutia de etanşare este un organ de care depinde siguranţa în funcţionare a întregului recipient cu amestecător. Din acest motiv , în practică se utilizează mai multe variante constructive.

Dispozitivele de etanşare cu umplutură moale, se construiesc în două variante: cu răcire şi fără răcire. Cele fără răcire (fig. 5.2) se utilizează în următoarele condiţii: temperatura de lucru: între – 30^0C şi + 150^0C; presiunea maximă admisibilă de lucru: 1,6 MPa; presiunea minimă admisibilă de lucru: vacuum; turaţia maximă a arborelui se va limita în funcţie de diametrul arborelui (tabelul 5.1).

Tabelul 5.1

d, mm	20, 25, 30	40	50	60	70	80	90	100	110	125
n_{max}, rot/min	320	240	190	160	135	120	110	95	85	75

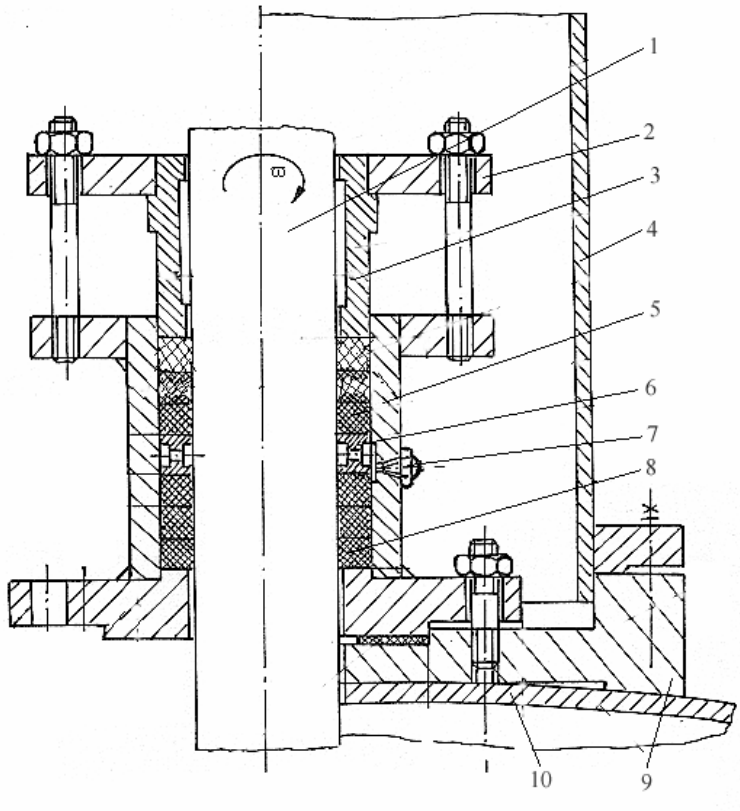


Fig. 5.2
1 – arbore; 2 – bosaj; 3 – presgarnitură; 4 – suport; 5 – corp; 6 – inel de ungere; 7 –ungător cu bilă; 8 – inel de etanşare; 9 – bosaj; 10 – capac recipient

In caz că temperatura fluidului de lucru este ridicată trebuie asigurată răcirea cutiei de etanşare. Aceasta se poate realiza cu ajutorul unei serpentine de răcire introdusă în perete la turnare. Serpentina se execută din țeavă de oțel zincată, cu diametrul interior de (8...10) mm şi grosime de (0,75...1) mm.

Dispozitivele de etanşare cu umplutură moale cu răcire se pot utiliza până la temperaturi de $+300^0$C. Ele se construiesc în două variante:

- cu răcire a suprafeței interioare a inelelor de etanşare (fig.5.3);
- cu răcire a suprafeței exterioare a inelelor de etanşare (fig.5.4)

Intre inelele de etanşare se intercalează un inel de ungere (fig.5.5) care asigură pătrunderea lubrifiantului la suprafața arborelui, micşorând astfel uzura arborelui şi puterea necesară învingerii frecării în dispozitivul de etanşare. Dimensiunile acestor inele de ungere, conform fig. 5.5, se prezintă în tabelul 5.2.

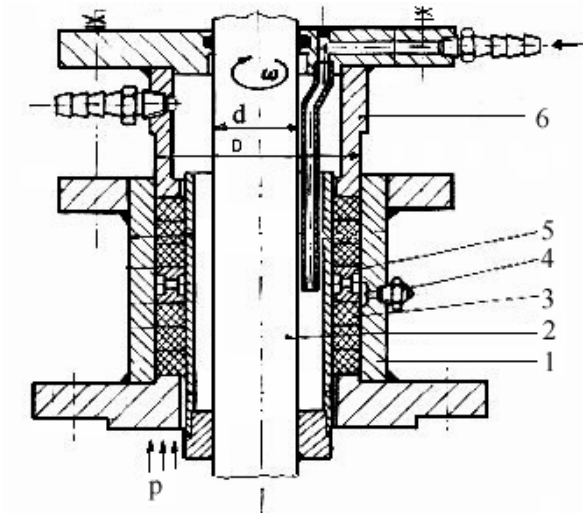


Fig. 5.3
1 – corp: 2 – arbore; 3 – inel de etanşare; 4 – ungător cu bilă; 5 – inel de ungere; 6 - presgarnitură

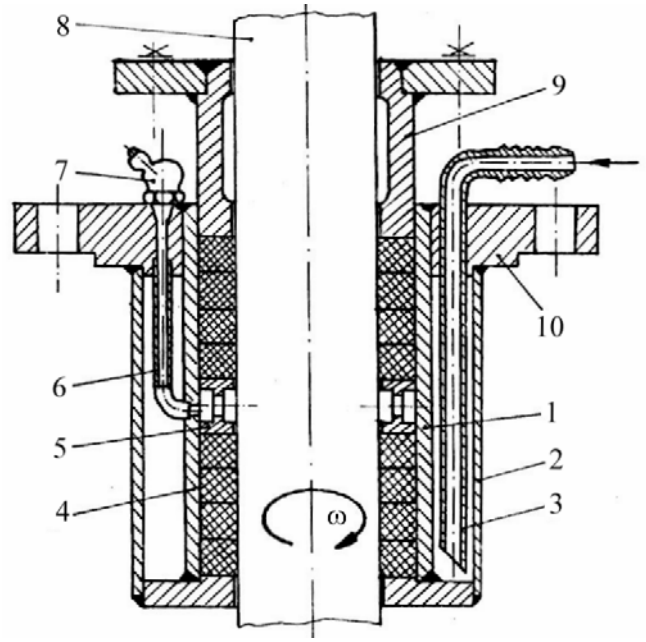


Fig. 5.4
1 – corp; 2 – cămaşă de răcire; 3 – ţeavă pentru intrarea apei de răcire; 4 – inel de etanşare; 5 – inel de ungere; 6 – ţeavă pentru lubrifiant; 7 – ungător cu bilă; 8 – arbore; 9 – presgarnitură; 10 – flanşă pentru asamblarea pe corpul recipientului

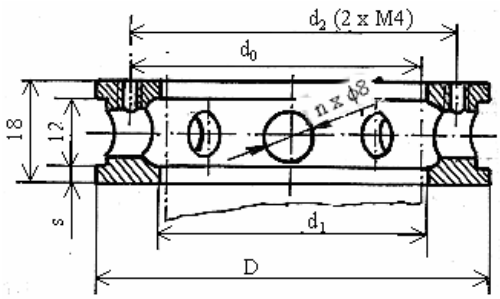


Fig.5.5

Tabelul 5.2

d_0	d_1	d_2	D	n
40	41	50,5	60	4
50	51	60,5	70	4
60	61	72,5	84	4
70	71	84,5	94	4
80	81	94,5	108	4
90	91	104,5	118	4
100	101	114,5	128	6
125	126	140,5	155	6

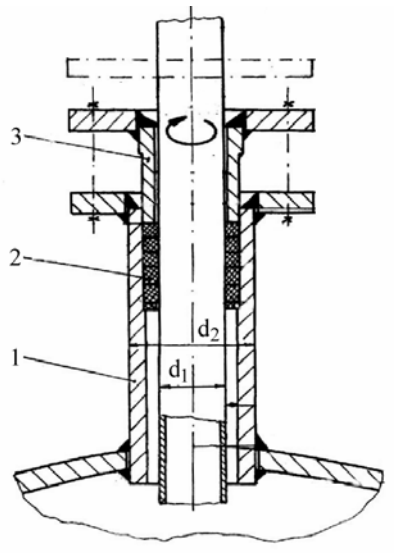


Fig. 5.6
1 – corp; 2 – inele de etanşare;
3 - presgarnitură

In fig. 5.6 se prezintă un dispozitiv de etanşare care se poate folosi în cazul în care corpul recipientului este traversat de o țeavă.

5.2.2. Elemente de calcul

5.2.2.1. Calculul presiunii de apăsare

La dispozitivele de etanşare cu umplutură moale garniturile sunt presate, prin intermediul unei piese de presare în direcție axială, pentru a se realiza o deformare a lor în direcție radială. Prin această deformare garniturile sunt puse în contact şi presate radial pe arbore şi pe suprafața interioară a locaşului, până se realizează etanşeitatea. Totodată apar forțe şi momente de frecare ce încarcă suplimentar organele în mişcare. Mărimea acestor sarcini suplimentare depinde de:

- soluția constructivă aleasă pentru dispozitivul de etanşare;
- presiunea de regim din recipient pentru care a fost dimensionat dispozitivul de etanşare;
- natura materialului şi forma secțiunii transversale a garniturii.

Pentru realizarea şi menținerea etanşeității, luneta trebuie să exercite asupra umpluturii moi o apăsare specifică p_r mai mare decât presiunea de regim p_c din spațiul care se etanşează.

Astfel se poate scrie:

$$p_r \geq p_c\,; \quad p_r = ap_c\,, \tag{5.1}$$

unde $a \geq 1$, este factor al etanşării.

Se poate defini condiția general valabilă a etanşărilor: presiunea specifică p_r, realizată între garnitură şi suprafața de etanşat de către presiunea de strângere, trebuie să fie mai mare cel mult egală (în planul de contact dintre fluid şi umplutură) cu presiunea interioară (de calcul), p_c.

Relația (5.1) reprezintă condiția etanşării forțate.

Calculul cutiei de etanşare se face în următoarele ipoteze:

- omogenitate perfectă a materialului etanşării;
- garnitura este încărcată cu sarcini uniform distribuite;
- în cutia de etanşare nu există spații neumplute cu garnitură.

Semnificația notațiilor folosite în fig. 5.7 este:

p_x - presiunea axială în umplutură, la cota z;

p_ℓ - presiunea axială la baza cutiei de etanşare;

p_L - presiunea axială în lunetă;

p_c - presiunea interioară de lucru în recipientul de etanşare;

ℓ - lungimea totală a cutiei de etanşare;

s - lățimea umpluturii pe rază;

μ_t - coeficientul de frecare cu arborele;

μ_p - coeficientul de frecare cu peretele cutiei de etanşare.

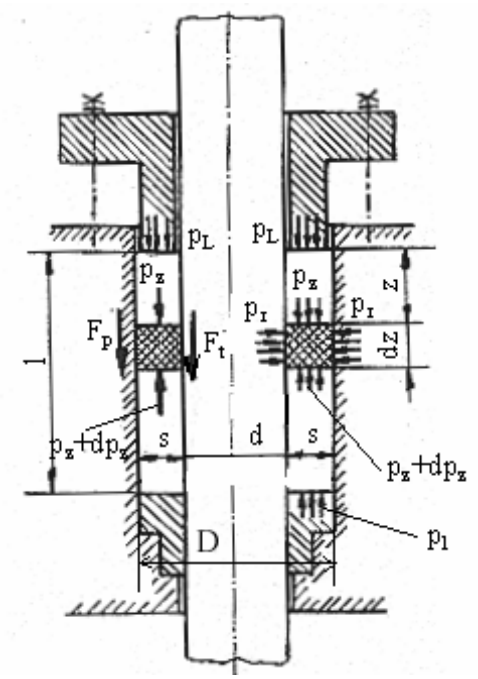


Fig. 5.7

Inelul de garnitură, de grosime dz, situat la distanța z de suprafața interioară a lunetei (în planul de referință), are tendința de a se deplasa sub acțiunea presiunii axiale, dar i se opun forțele de frecare F_t a umpluturii cu arborele şi respectiv F_p cu peretele cutiei de etanşare.

In timpul funcționării acțiunea presiunilor axiale p_x şi $p_z + \mathrm{d}p_z$ va crea în elementul de garnitură, datorită elasticității materialului, presiunea radială $p_r = kp_z$.

Această presiune radială devine, în planul de contact dintre fluid şi garnitură, conform condiției generale de etanşare:

$$p_c = kp_\ell . \tag{5.2}$$

Echilibrul forțelor pe verticală (fig.5.2), ce acționează asupra unui element de garnitură, se poate scrie sub forma:

$$p_r \pi d\, \mu_t \,\mathrm{d}z + p_r \pi D\, \mu_p \,\mathrm{d}z = -\frac{\pi}{4}\left(D - d^2\right)\mathrm{d}p_z , \tag{5.3}$$

dacă: $\mu_t = \mu_p = \mu$ şi $p_r = kp_z$ se obține:

$$\frac{\mathrm{d}p_z}{p_z} = -\frac{4k\mu \mathrm{d}z}{D-d}. \tag{5.4}$$

Dacă se ține cont că $(D - d)/2 = s$ şi se înlocuieşte în (5.4) se obține:

$$\frac{\mathrm{d}p_z}{p_z} = -\frac{2\,\mu\, k}{s}\mathrm{d}z.$$

Integrând în limitele:

$z = z$ $(p_z = p_z)$ şi $z = \ell$ $(p_z = p_\ell)$ se obține valoarea presiunii la cota z:

$$\ln\frac{p_\ell}{p_z} = -\frac{2\,\mu\, k}{s}(\ell - \mathrm{z}), \tag{5.5}$$

sau

$$p_z = p_\ell \cdot e^{\frac{2\,\mu\, k}{s}(\ell - z)}. \tag{5.6}$$

In cazul particular $z = 0$, $p_x = p_L$ relația (3.6) devine:

$$p_L = p_\ell\, e^{\frac{2\,\mu\, k\,\ell}{s}}. \tag{5.7}$$

Dacă $\mu_t = \mu_p$ atunci relațiile (5.6) şi (5.7) devin:

$$p_z = p_\ell \cdot e^{\frac{2(\mu_t + \mu_p)\cdot k}{s}\cdot(\ell - z)}, \tag{5.8}$$

şi

$$p_L = p_\ell \cdot e^{\frac{2(\mu_t + \mu_p)k\,\ell}{s}}, \tag{5.9}$$

Înlocuind (5.2) în (5.9) şi punând condiția: $\mu_t = \mu_p = \mu$ şi $n = \ell/s$ (unde n reprezintă numărul de inele) se obține:

$$\mathrm{p_L} = \frac{\mathrm{p_c}}{\mathrm{k}} \cdot \mathrm{e}^{2\,\mu\,\mathrm{k\,n}} \tag{5.10}$$

Valorile medii ale lui μ şi k depind de tipul umpluturii şi se dau în tabelul 5.3, iar

în tabelul 5.4 se prezintă informativ numărul de inele în funcție de presiunea de lucru. Literatura de specialitate indică dependența dintre coeficientul de frecare de alunecare μ şi mărimea presiunii radiale, p_r (tabelul 5.5).

Tabelul 5.3

Materialul umpluturii	μ	k
Corp rigid	-	0
Azbest uscat	0,09	0,77
Azbest grafitat	0,07	0,77
Azbest impregnat cu teflon	0,11	0,75

Tabelul 5.4

Presiunea de lucru, p_c, MPa	Nr. inele
0,6	5
1	5
1,6	6
2,5	6
4	6
6,4	8
10	8

Tabelul 5.5

p_r MPa	≤ 2,5	2,6 - 6,3	6,4 - 15,9	16 - 34,9	35 - 50
μ	0,1	0,07	0,05	0,03	0,02

5.2.2.2. Dimensionarea cutiei de etanşare.

- grosimea inelului de etanşare (fig.5.8), s,

$$s = (1{,}4...2)\sqrt{d}\,; \qquad (5.11)$$

- lungimea de etanşare (fig.5.7), ℓ

$$\ell = ns \qquad (5.12)$$

- diametrul exterior al locaşului pentru garnitură, D

$$D = d + 2s\ ; \qquad (5.13)$$

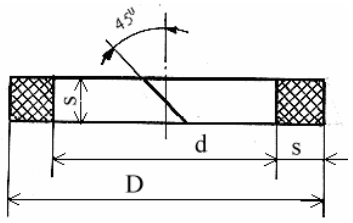


Fig. 5.8

- forța de strângere a garniturii, F

$$F = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)\, p_L\,. \qquad (5.14)$$

Această forță se realizează cu ajutorul a două prezoane executate din OL 37 STAS 500/2 - 80. Se consideră că prezoanele sunt montate cu prestrângere şi nu sunt solicitate de forțe exterioare. Diametrul acestora se determină cu relația:

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4\beta F_o}{\pi \sigma_{at}}}, \qquad (5.15)$$

unde: β = 1,3 - coeficient ce ține seama de solicitarea suplimentară de torsiune la montaj;

$F_0 = F / z$ (unde z reprezintă numărul de prezoane) - forța ce solicită un şurub;

σ_{at} - tensiunea admisibilă la tracțiune

Diametrul d_1 obținut cu relația (5.15) se standardizează.

5.2.2.3. Determinarea momentului de frecare dintre arbore şi umplutură

Forța elementară de frecare cu arborele (fig.5.7) are expresia dată în relația (5.16).

$$dF_t = \mu_t \; p_r \; dA. \tag{5.16}$$

Înlocuind în relația (5.16) dA şi p_r ($dA = \pi d \cdot dz$, $p_r = kp_z$) se obține:

$$dF_t = k\pi \, d \; \mu_t \, p_z \, dz. \tag{5.17}$$

In relația (5.17) se înlocuieşte $p_z dz$ cu expresia din relația (5.5) şi ceea ce se obține se integrează în limitele: z= 0 ($p_z = p_L$) şi $z = \ell$ ($p_z = p_\ell$). Rezultă:

$$F_t = \pi d \mu_t \frac{s}{2(\mu_t + \mu_p)} (p_L - p_\ell). \tag{5.18}$$

Dacă în această relație se înlocuieşte p_L cu expresia obținută în (5.9) şi p_l din relația (5.2) se obține pentru forța de frecare cu arborele următoarea relație:

$$F_t = \pi d s \; p_c \frac{\mu_t}{2k \, (\mu_t + \mu_p)} \left[\; e^{2(\mu_t + \mu_p) \cdot \frac{k\ell}{s}} - 1 \right] . \tag{5.19}$$

In cazul arborilor de rotație, momentul de frecare este:

$$M_f = F_t \; \frac{d}{2} \; . \tag{5.20}$$

Puterea consumată prin frecare în cutia de etanşare, cu care trebuie suplimentată puterea de antrenare, se determină din relația:

$$M_t = 9.550.000 \cdot \frac{P}{n} \quad [\text{Nmm}]. \tag{5.21}$$

unde n este turația arborelui în rot / min. Se consideră că $M_t = M_f$ (la limită).

5.3. Dispozitive de etanşare cu inel alunecător

5.3.1. Elemente constructive

Etanşările cu inel alunecător, numite şi etanşări frontale, sunt utilizate la arbori în mişcare de rotație şi au ca element caracteristic suprafața inelară, situată într-un plan normal pe axa arborelui. Aceste etanşări prezintă o serie de avantaje, cum ar fi:

- pierderi prin neetanşeități foarte mici;

- nu necesită supraveghere şi întreţinere;
- cheltuieli cu exploatare foarte reduse;
- evitarea uzurii arborelui şi deci pierderi mici de putere prin frecare.

Principiul de lucru la un dispozitiv de etanşare cu inel alunecător rezultă din fig.5.9. Dispozitivul formează un ansamblu compact ce se montează prin intermediul unei flanşe de flanşa recipientului. Intre cele două flanşe se interpune o garnitură.

Dispozitivul se compune din inelul fix 7 şi inelul mobil 4. Inelul fix este împiedicat să se rotească de către ştiftul filetat 9. Etanşarea între flanşa de fixare 10 şi inelul 7 se asigură cu ajutorul garniturii 8. Inelul mobil se roteşte odată cu bucşa 3 care este asamblată prin intermediul unor ştifturi filetate 11.

Ieşirea axială a fluidului, prin bucşa 3 şi arbore este împiedicată de garniturile 1 şi 6, iar între inelul 4 şi bucşa 3 de garnitura 5.

Inelul mobil 4 este împins cu o anumită forţă de inelul 7 cu ajutorul arcurilor elicoidale 2, montate în piesa inelară 12. Poziţia acestei piese poate fi reglată, între anumite limite, prin acţionarea şuruburilor 13.

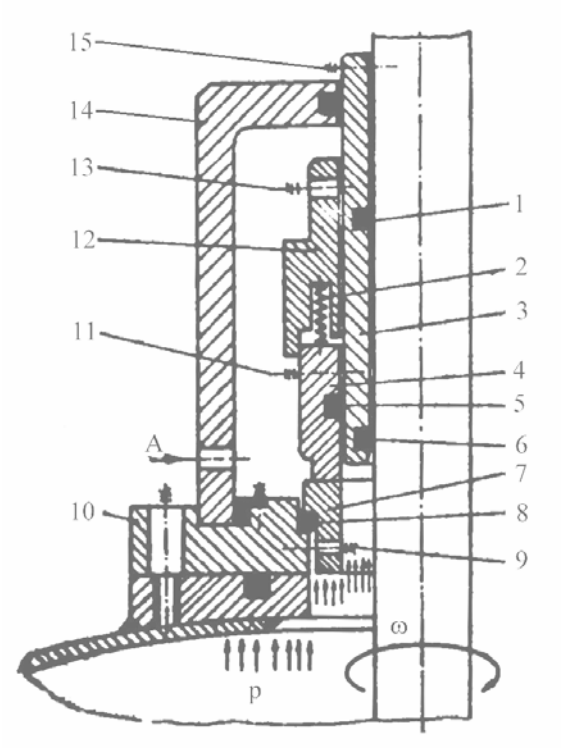


Fig. 5.9
1; 5; 6; 8 – garnituri; 2 – arcuri elicoidale; 3 – bucşă; 4 – inel mobil; 7 – inel fix; 9; 11 – ştifturi filetate; 10 – flanşă fixare; 12 – piesă inelară; 13; 14 – şuruburi; 15 - corp

Transmiterea momentului de torsiune de la arbore la inelul mobil 4 se face prin intermediul şuruburilor de fixare 15, bucşei 3 şi a ştiftului filetat 11. La unele dispozitive arcurile 2 sunt înlocuite cu un singur arc elicoidal, concentric cu arborele.

Cele două elemente de etanşare 4 şi 7 lucrează în principiu ca un lagăr axial.

Presiunea de etanşare axială este determinată de forţa din arcurile elicoidale, de presiunea hidrodinamică (sau hidrostatică) din filmul de fluid dintre cele două inele, de presiunea *p* a fluidului etanşat şi de forţa de frecare corespunzătoare inelelor O de

etanşare.

Prin corp lichid auxiliar, care asigură răcirea ş lichid influenţează presiunea de etan 0,2) MPa mai mare decât presiunea l etermina cu ajutorul unor nomograme.

Regimul asupra corectitudinii funcţionării dispo ca viteza periferică în zona de etanşa

Principia ător se bazează pe existenţa unei fo elului de alunecare deplasabil axial ntale de contact un interstiţiu foarte uă inele şi arbore, nanşete.

spozitivele de inele alunecătoare, mplă acţiune sau cu anşările cu 5.10 a şi b) esiuni joase i în cazul arte rigizi.

le de lunecătoare uă variante: 10a) sau cu integrat în vului de inferior al aproape de

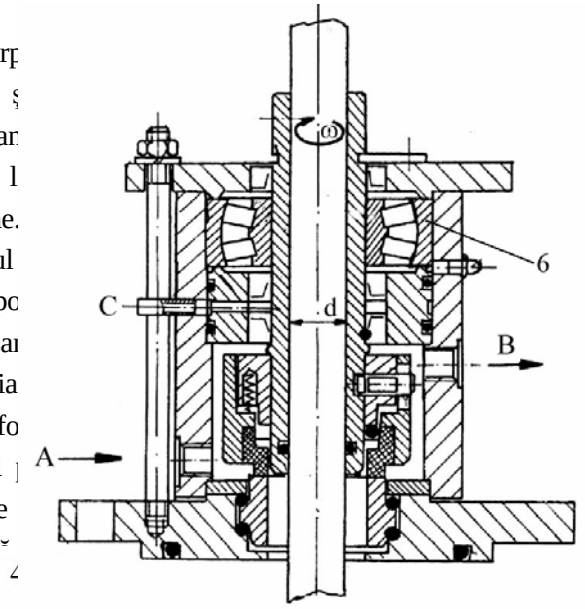
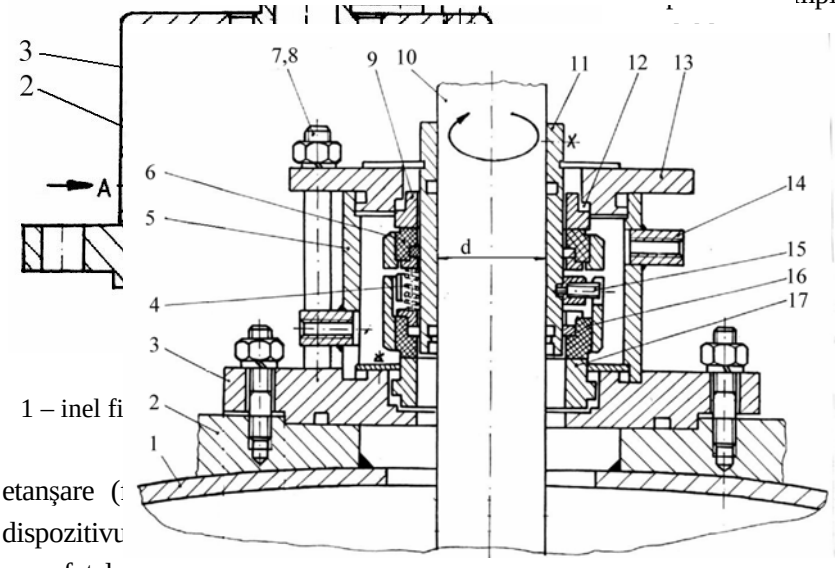


Fig. 5.10b
6 - rulment



1 – inel fi

Fig. 5.11
1 – capacul recipientului; 2 – bosaj; 3 – flanşă de bază; 4 – arc; 5 corp; 6 – inel mobil superior; 7,8 – şurub, piuliţă; 9 – inel fix superior; 10 – arbore; 11 – racord pentru lichid auxiliar; 12 – garnitură; 13 – flanşă superioară; 14 – racord pentru lichid auxiliar; 15 – ştift filetat; 16 – inel mobil inferior; 17 – inel fix inferior

etanşare (
dispozitivu
suprafeţele

A de etanşare şi este folo

Di a vaporilor, gazelor, a inflamabile, explozibile

Ele se compun din două etanşări cu simplă acțiune montate într-un corp comun prin care trece lichidul auxiliar cu o presiune, p_2, cu 0,15…0,2 MPa mai mare decât presiunea lichidului etanşat. Aceste tipuri de etanşare se utilizează până la presiuni de 25 MPa.

5.3.2. Elemente de calcul

La etanşările cu inel alunecător, etanşarea se obține prin realizarea unui interstițiu foarte mic între cele două inele cu suprafețe de contact frontale, aflate în mişcare relativă (inelele 1 şi 2 din fig. 5.12)

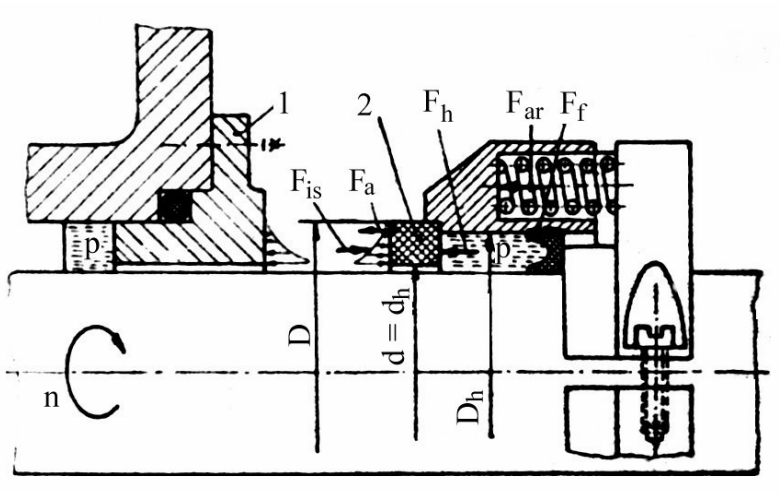


Fig. 5.12
1; 2 - inele

Interstițiul trebuie menținut cât mai mic, sub acțiunea forței de apăsare axiale, F_a, pentru a reduce la minim pierderile prin scurgerile de fluid. Această forță este rezultanta tuturor forțelor aplicate inelului:

$$F_a = F_{ar} + F_h - F_{is} \pm F_f , \tag{5.22}$$

unde: F_{ar} – forța de apăsare a arcului;

F_h - forța rezultată din acțiunea fluidului sub presiunea p asupra ariei A_h;

$$F_h = A_h p = \frac{\pi}{4}(D_h^2 - d_h^2) p \tag{5.23}$$

F_{is} – forța presiunii din interstițiu;

F_f – forța de frecare a inelului de etanşare fix.

Pentru ca suprafețele de etanşare să nu piardă contactul este necesar ca suma

forțelor ce acționează în sensul închiderii, respectiv a presării inelelor, să fie mai mare decât suma forțelor care acționează în sensul deschiderii interstițiului.

Forța F_a va crea pe suprafețele celor două inele o presiune de contact p_c ;

$$p_a = \frac{F_a}{A} = \frac{F_a}{\frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)}. \qquad (5.24)$$

Dacă se raportează forțele la suprafața de contact a etanşării *A*, relația (5.22) devine:

$$p_a = p_{ar} + p_h - p_{is} \pm p_f . \qquad (5.25$$

Dimensiunea medie a interstițiului *h* şi forța axială F_a determină un anumit regim de presiune în interstițiu care influențează ungerea suprafețelor de contact, durabilitatea lor şi etanşeitatea.

Experimental s-a constatat o legătură între presiunea pe inelul alunecător, p_a, mărimea interstițiului *h*, şi presiunea fluidului etanşat *p*.

Sub efectul apăsării, lichidul cuprins între cele două fețe presupuse plane este expulzat, până ce acestea se apropie la o distanță h, denumită dimensiunea interstițiului.

Se pot deosebi următoarele patru situații diferite:

***a*) $p < p_a$.** In acest caz lichidul nu suportă apăsarea de contact a suprafețelor, care se aşează una pe alta (contact direct – rigid), realizându-se o etanşeitate foarte bună. Datorită contactului direct există pericolul unei uzuri intense.

***b*) $p = p_a$.** Datorită mărimii interstițiului tensiunea superficială a fluidului activează în sensul împiedicării scurgerilor de fluid, asigurându-se o bună etanşare.

***c*) $p > p_a$.** Presiunea lichidului depăşeşte cu puțin presiunea de contact. Apare o cădere de presiune care se poate admite ca fiind liniară. In acest caz printre inele apare o uşoară scurgere.

***d*) $p >> P_a$.** Presiunea lichidului depăşeşte cu mult presiunea de contact. In acest caz tensiunea superficială nu mai are nici o influență şi etanşeitatea se reduce mult. Căderea de presiune este aproape liniară.

In cazul în care $d = d_1$ şi $D = D_h$, rezultă $F_a = F_h$ ceea ce conduce la:

$$\frac{p_a}{p} = \frac{A_h}{A} = \frac{b_h}{b} = k. \qquad (5.26)$$

In funcție de acest raport etanşările se pot clasifica astfel:

- etanşări "descărcate" sau "echilibrate", la care $k < 1$. De regulă se alege k=0,6…0,9;

- etanşări "încărcate" sau "neechilibrate", la care $k > 1$. Pentru acestea se alege k=

1,1…1,2;

- etanşări “normale”, la care $k = 1$.

Momentul de frecare ce apare la o etanşare cu inel alunecător reprezintă suma dintre momentul de frecare al suprafeței de contact M_a şi momentul datorat mişcării etanşării în fluid M_h.

$$M_f = M_a + M_h.$$

Momentul M_h poate fi neglijat datorită efectului său de răcire, efect favorabil etanşării.

Momentul de frecare M_a este dat de relația:

$$M_a = Ap_a \frac{D_m^2}{2} \mu, \tag{5.27}$$

unde:

$$A = \pi D_m b$$

în care: D_m – diametrul mediu al suprafeței de contact;

b – lățimea suprafeței de contact.

După înlocuirea în (5.27) se obține:

$$M_a = \pi \frac{D_m^2}{2} b p_a \mu, \tag{5.28}$$

Puterea pierdută prin frecare este dată de relația:

$$P_f = M_a \omega. \tag{5.29}$$

6. UTILAJE PENTRU AMESTECARE CU DISPOZITIVE ROTATIVE

6.1. Generalități

Amestecarea este o operație de omogenizare a două sau mai multor substanțe cu scopul obținerii aceleiaşi compoziții (omogenizare mecanică) sau /şi a aceleiaşi temperaturi (omogenizare termică) în întregul volum ocupat de substanțe.

Pentru a se obține o amestecare eficace este necesară realizarea în toate punctele substanțelor ce urmează a fi amestecate, a unor gradienți de viteză mari. Rezultă că eficiența amestecării este influențată de gradul de turbulență şi de viteza de circulație, apreciată prin durata necesară întregii cantități de material să treacă printr-o suprafață dată.

In aparatele destinate realizării proceselor de amestecare, mediul primeşte energie suplimentară, care este folosită pentru omogenizare. Pentru aceasta se pot utiliza mai multe metode, cum ar fi: mecanice, prin barbotare, cu jet, electromagnetice etc. Dintre acestea cele mai răspândite sunt metodele mecanice, care se realizează prin acțiunea amestecătorului asupra mediului de amestecat.

Amestecarea, ca fază distinctă de fabricație, se efectuează în utilaje speciale. In cazul în care dispozitivul are drept scop doar menținerea în timp a unei dispersii, acesta mai este numit şi agitator. Dacă substanțele amestecate au vâscozități foarte mari, utilajul corespunzător pentru amestecare se numeşte malaxor.

Procesul de amestecare poate fi continuu sau discontinuu şi poate avea loc la presiune atmosferică, sub presiune sau sub depresiune.

Construcția utilajului, numărul şi dispunerea amestecătoarelor se stabilesc în funcție de particularitățile procesului de amestecare şi de vâscozitatea substanțelor amestecate.

In general dispozitivele de amestecare rotative se introduc într-un recipient în care se aduc substanțele ce urmează a fi amestecate. Un astfel de utilaj pentru amestecare se prezintă în fig.6.1.

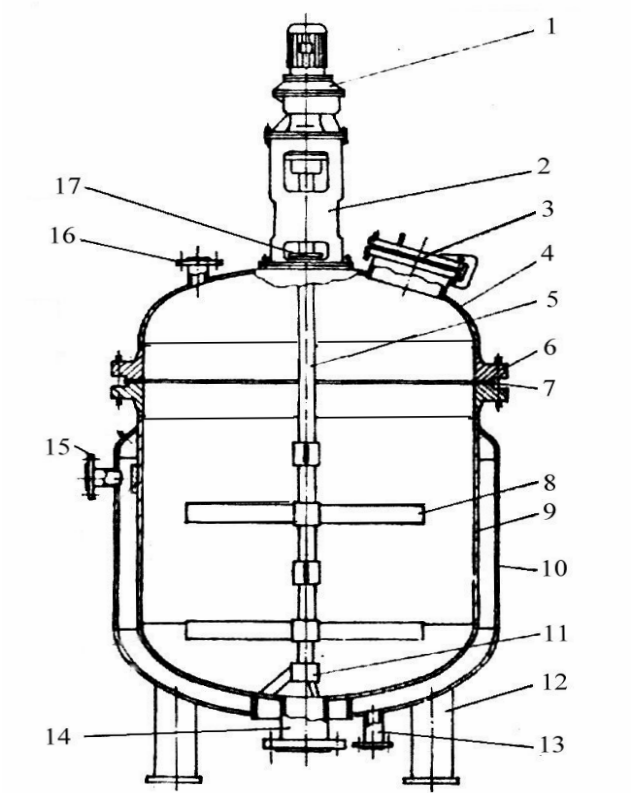


Fig. 6.1
1 – motoreductor; 2 – suport; 3 – gură de verificare; 4 – capac; 5 – arbore; 6 – flanşă; 7 - garnitură; 8 – amestecător; 9 – corp recipient; 10 – corp manta; 11 – lagăr de fund; 12 – suport; 13 – racord evacuare condensat; 14 – racord de golire; 15 – fund manta; 16 – fund recipient; 17 – placă deflectoare; 18 –racord pentru intrarea agentului termic; 19 – racord alimentare;20 – dispozitiv de etanşare

6.2. Tipuri de amestecătoare

Amestecătoarele sunt destinate transmiterii energiei mecanice de la elementele dinamice ale utilajului către mediul amestecat.

Tipul amestecătorului se alege în primul rând în funcție de procesul tehnologic urmărit. Această operație este complexă, având în vedere problemele multiple ce apar în obținerea unui spectru de curgere optim şi asigurarea unui timp redus de amestecare. Majoritatea proceselor de amestecare în mediu lichid se realizează cu amestecătoare standardizate: cu brațe, tip ancoră, tip paletă, tip cadru, tip elice, tip Impeller, tip dispersor

etc. Pentru cazuri deosebite de amestecare s-au proiectat tipuri specifice de amestecătoare.

6.2.1. Amestecător cu brațe

Aceste amestecătoare se utilizează la: reacții chimice, transfer termic, dizolvare, omogenizare, realizarea de suspensii uşoare. Se caracterizează prin viteză periferică maximă de 3,5 m/s la o turație cuprinsă între 8 şi 16o rot/min. Vâscozitatea dinamică a fluidului se impune a fi mai mică de 20 Pa.s.

Pe un arbore se pot monta 1…4 amestecătoare, alternativ la 90^0 unul față de celălalt (fig.6.1), vertical sau înclinate față de verticală, cu un unghi de $(30…45)^0$.

Amestecătorul cu brațe poate fi folosit în vase prevăzute cu sau fără şicane.

Direcția de curgere a fluidului în primul caz este preponderent verticală, iar în cel de al doilea circumferențială. Grosimea şicanelor nu depăşeşte 12 mm, ea alegându-se în general egală cu grosimea peretelui recipientului.

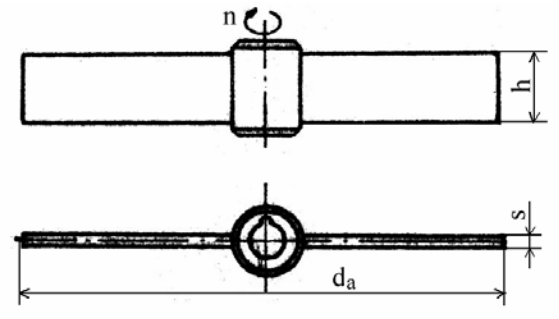


Fig. 6.2

In fig.6.2 se prezintă forma unui amestecător cu brațe standardizat (STAS 10591-76). In practică grosimea brațelor amestecătorului, s , se adoptă $s = 0{,}1\ h$ şi se verifică la încovoiere.

6.2.2. Amestecător tip ancoră

Se recomandă pentru reacții chimice pentru lichide cu vâscozități medii şi mari, transfer de căldură, dizolvări, omogenizări, preparări de suspensii medii şi grele, cristalizări. Pot fi folosite la viteze periferice maxime de 3 m/s şi la turații cuprinse între 3,5 şi 100 rot/min.

Aceste amestecătoare se utilizează în vase fără şicane (fig.6.3), direcția de curgere a mediului de lucru fiind circumferențială. Se recomandă utilizarea lor în recipiente cu diametrul interior mai mic de 2800 mm.

Dimensiunile constructive recomandate sunt: d_a = (0,88…0,98)D; h=(0,5…0,6) d_a ; h_1 = 0,01 d_a ; s_1 = (0,06…0,08) d_a ; s_2 = 0,85 d_a ; $H = D$.

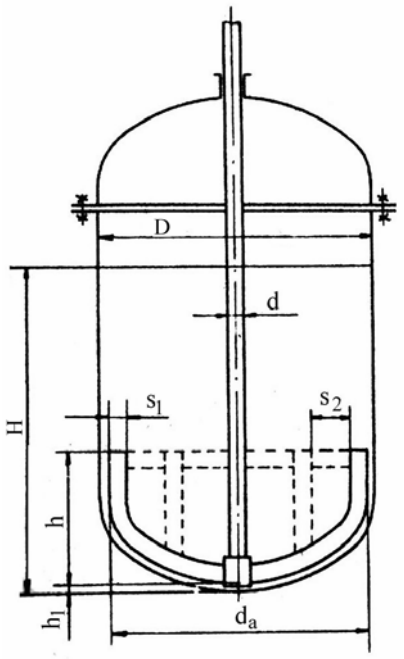


Fig. 6.3

Pentru recipiente cu D > 1200 mm se recomandă utilizarea ancorei duble.

In fig. 6.4 se prezintă forma unui amestecător tip ancoră standardizat. Grosimea s se adoptă din relația $s = 0{,}1\ s_1$, fiind necesară verificarea brațului amestecătorului la solicitări compuse (încovoiere şi torsiune).

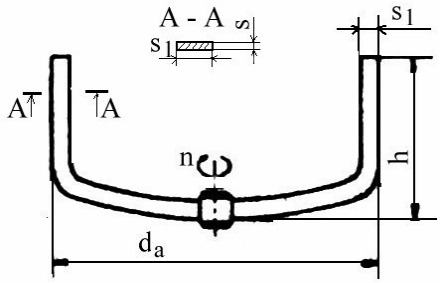


Fig. 6.4

Când brațele amestecătorului nu îndeplinesc condiția de rezistență mecanică, acestea se rigidizează cu nervuri.

6.2.3. Amestecător tip elice

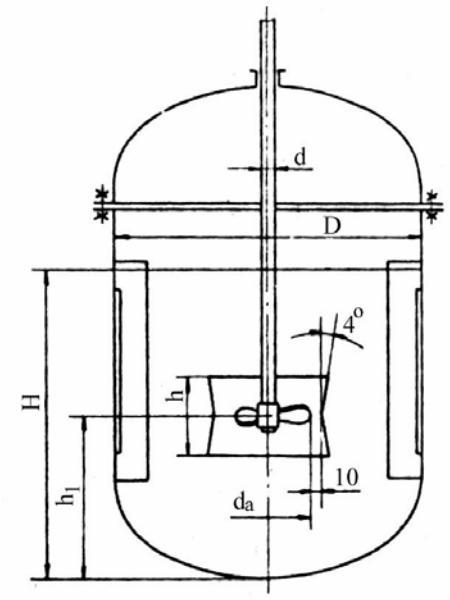


Fig. 6.5

Amestecătoarele tip elice (fig.6.5) se recomandă pentru: reacții chimice pentru lichide cu vâscozități mici şi medii, dizolvări, omogenizări, preparări de suspensii uşoare, dispersii de gaze, emulsii. Viteza periferică maximă este de 12,6 m/s, la turații cuprinse între 100 şi 1500 rot/min. Aceste amestecătoare se pot utiliza în vase cu sau fără şicane, direcția de curgere a fluidului fiind în primul caz preponderent verticală, iar în cel de al doilea circumferențială .Dimensiunile constructive recomandate sunt: d_a =(o,28…0,35)D; $h_1 = 1{,}5\, d_a$; $H = D$; h= 0,8 d_a .

6.2.4. Amestecător tip turbină disc

Amestecătorul tip turbină disc (fig. 6.6) se utilizează în diverse domenii cum ar fi: reacții chimice pentru lichide cu vâscozități mici şi medii, transfer de căldură, dizolvări, omogenizări, preparări de suspensii uşoare, dispersii de gaze, emulsii, absorbții de gaze.

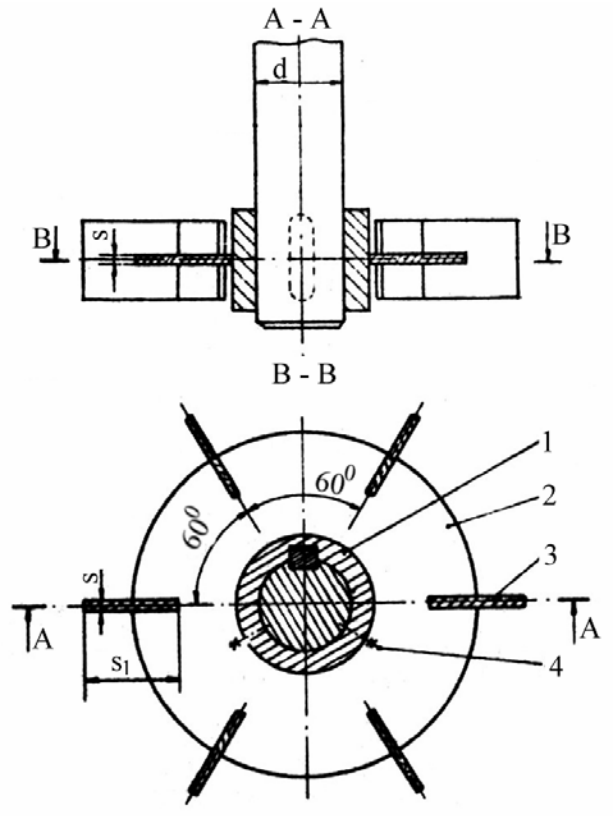


Fig. 6.6
1 – butuc; 2 - disc; 3 – pale; 4 – ştift filetat

Se recomandă pentru operații în cursul cărora are loc variația vâscozității mediului de lucru. Viteza periferică maximă este de 8,4 m/s la o turație cuprinsă între 100 şi 1500 rot/min. şi o vâscozitate dinamică a fluidului mai mică de 20 Pa.s.

Se poate folosi în vase cu şi fără şicane. Direcția de curgere a fluidului este preponderent verticală cu componentă circumferențială în cazul folosirii şicanelor şi preponderent circumferențială cu componentă verticală în cazul în care nu se utilizează şicane.

Dimensiunile şicanelor sunt cele prezentate la amestecătorul cu brațe.

6.2.5. Amestecător tip Impeller

Domeniile de utilizare sunt: reacţii chimice, transfer termic, dizolvare, omogenizare, preparare de suspensii, absorbţie, adsorbţie, dispersii. Se foloseşte la viteze periferice de maxim 10,6 m/s, turaţii cuprinse între 20 şi 630 rot/min şi vâscozităţi dinamice ale fluidului de curgere mai mici de 20 Pa.s. Direcţia de curgere a mediului de lucru este verticală. Aceste amestecătoare se execută în două variante: nedemontabile (fig.6.7) şi demontabile.

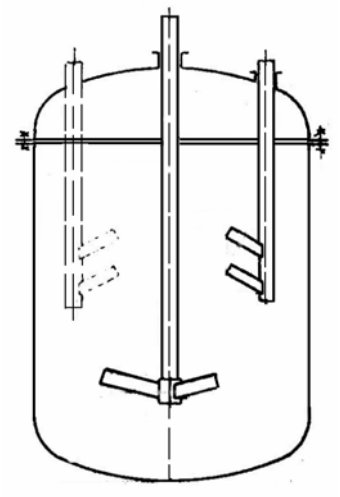


Fig. 6.7

Amestecătoarele tip Impeller se folosesc numai la recipiente prevăzute cu spărgătoare de vârtej.

In afara acestor amestecătoare standardizate în practică se întâlnesc şi alte tipuri produse de diferite firme. Dintre acestea amintim amestecătoarele: MIG, INTERMIG, tip dispersor, tip melc, tip cadru, tip paletă, cu bandă elicoidală, etc.

6.2.6 Amestecător cu paletă

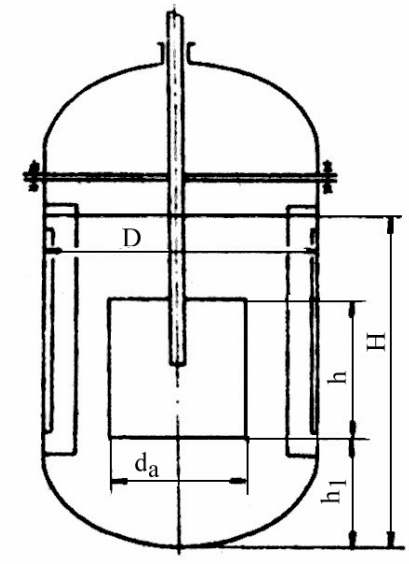


Fig. 6.8

Amestecătorul cu paletă (fig.6.8) se poate folosi pentru transfer de căldură, omogenizări, reacţii chimice pentru lichide cu vâscozităţi medii şi mici, preparări de suspensii uşoare. Viteza periferică maximă 1,9 m/s. Se foloseşte cu sau fără şicane.

In cazul folosirii şicanelor direcţia de curgere este preponderent verticală, iar când nu se folosesc şicane, preponderent circumferenţială. Uneori pentru creşterea randamentului amestecării se pot folosi palete prevăzute cu găuri. Viteza periferică maximă este de 1,9 m/s în gama de turaţii cuprinsă între 20 şi 100 rot/min. Dimensiunile constructive recomandate sunt: d_a = (0,5…0,53)D; $h = d_a$; $h_1 = 0{,}4\, d_a$; $H = D$.

6.2.7 Amestecător tip cadru

Acest amestecător (fig. 6.9) se poate folosi pentru dizolvări, preparări de suspensii uşoare, amestecuri de lichide cu vâscozităţi mici şi medii. Pentru volume mari se recomandă numai dacă vâscozitatea dinamică este mai mică de 0,1 Pa.s.

Se foloseşte cu sau fără şicane.

Dimensiunile constructive recomandate sunt:

d_a = (0,5…0,7) D;

h = (0,8…1,5) d_a ;

h_1 = (0,1…0,14) d_a ;

s = 0,1 d_a ;

H = (1,0…1,5) D.

In tabelul 6.1 se prezintă câteva recomandări pentru alegerea amestecătoarelor în funcţie de scopul operaţiei de amestecare.

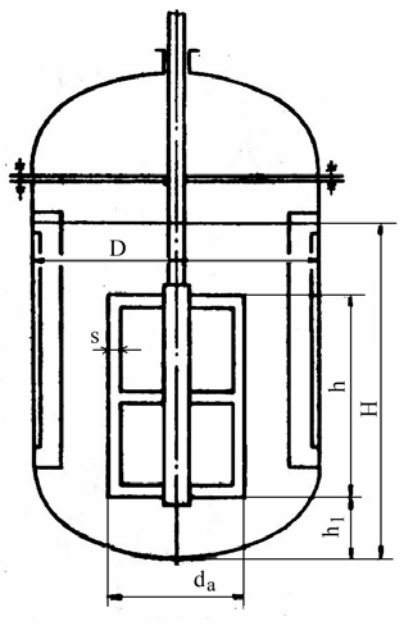


Fig. 6.9

Tabelul 6.1

Scopul operaţiei	Tip amestecător	Tip de aparat	Regim hidrodinamic
Amestecarea sistemelor eterogene solid-lichid în scopul: - obţinerii suspensiilor - dizolvării - agitării eficace în reactoare chimice	- cu paletă - cu 2 braţe - cu 3 braţe emailate - cu braţe înclinate	cu şicane vertical cu /fără şicane	Turbulent
	- cu 3 braţe - cu 6 braţe - tip elice	cu tub central de circulaţie	Laminar
	- lent tip şnec, elicoidal, ancoră emailată	cu /fără tub central de circulaţie	

6.3. Amplasarea dispozitivelor de amestecare

In recipientele verticale, dispozitivele de amestecare se amplasează centric (fig.6.1) sau excentric. Cele excentrice se pot amplasa la partea superioară (fig.6.10a) sau

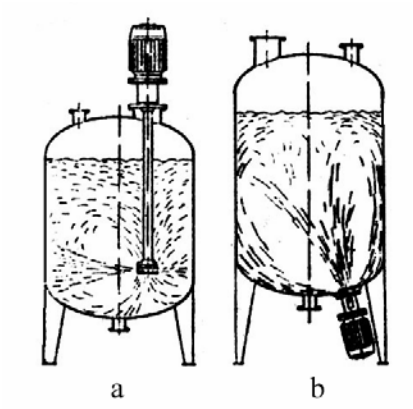


Fig. 6.10

la partea inferioară (fig.6.10b). De asemenea ele se pot amplasa orizontal prin suprafața laterală a recipientului. La recipientele sferice amestecătoarele se amplasează de regulă radial, prin partea inferioară.

Dispozitivele de amestecare introduse pe la partea inferioară a recipientelor au arborii mai scurți şi sunt deci mai rigide.

In rezervoarele de mare capacitate se introduc mai multe dispozitive de amestecare în diverse variante, cum ar fi: pe la partea superioară, unul central şi altele echidistante față de centru sau numai pe o circumferință la o anumită distanță față de centru.

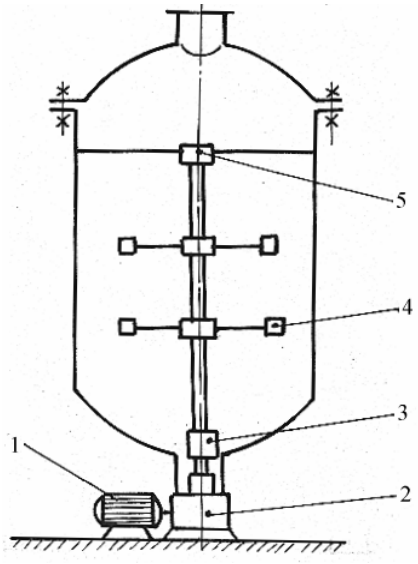


Fig. 6.11

In cazul fermentatoarelor de dimensiuni mari pot fi utilizate dispozitive de amestecare cu mai multe amestecătoare acționate pe la partea inferioară (fig.6.11).

Mişcarea se transmite de la motorul 1 prin cuplajul 3 şi reductorul 2, la amestecătoarele 4. In acest caz la capătul inferior al arborelui se prevede un lagăr limitator de săgeată 5, care poate fi fixat , de exemplu, prin intermediul a trei tiranți de peretele lateral al recipientului.

In cazul în care materialele amestecate sunt termolabile (produse farmaceutice, cosmetice etc.) şi nu este permisă aderarea lor îndelungată la peretele recipientului, pe lângă amestecătorul central relativ rapid 1, se utilizează un raclor lent 2 (de tipul amestecătoarelor cu ramă), prevăzut la periferie cu lamelele 3 sau cu benzi (din cauciuc) racloare (fig.6.12). Asemenea dispozitive de amestecare pot fi acționate de două motoare 4, 5 printr-un reductor de turație special 6, sau prin intermediul a două reductoare, cei doi arbori fiind concentrici. Pentru a mări efectul de omogenizare şi de forfecare a lichidului se recomandă ca arborii să se rotească în sensuri contrare.

Pentru amestecarea pastelor, cremelor, a unor suspensii, precum şi pentru producerea unor emulsii care se formează cu uşurință din componentele lor se recurge la

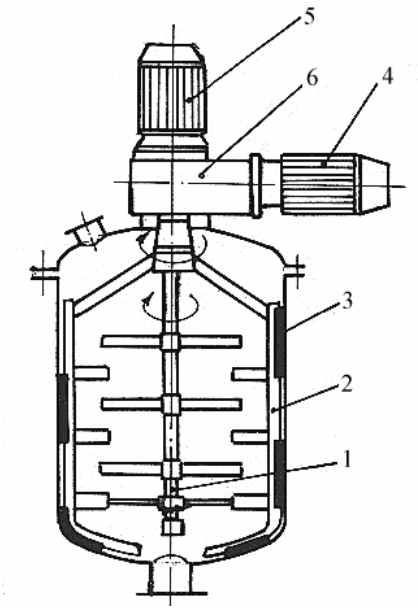


Fig. 6.12

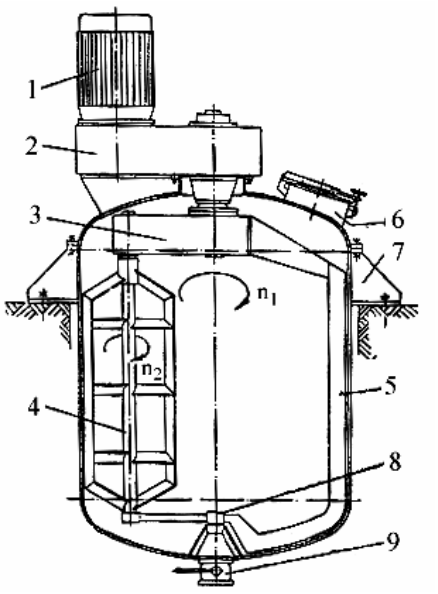


Fig. 6.13

dispozitive de amestecare cu mişcare planetară (fig.6.13). Arborele cu amestecătoare se roteşte în jurul axei proprii cu turația n_2 şi în jurul axei recipientului cu turația n_1. Arborele 4 este prevăzut cu un amestecător tip ramă, care raclează peretele recipientului. Tot în acest scop se utilizează rama 5, profilată după interiorul recipientului şi care se roteşte cu turația n_1. Tot ansamblul interior se sprijină pe lagărul de fund 8. Arborele 4 primeşte mişcarea de la motorul 1 prin intermediul reductorului 2 şi al transmisiei 3. Recipientul mai este prevăzut cu gura de vizitare 6, robinetul de golire 9 şi suporturile laterale 7.

In rezervoarele sau recipientele verticale de mare capacitate, dispozitivele de amestecare pot fi amplasate orizontal, la diferite niveluri, unul deasupra celuilalt (fig.6.14a). Această variantă este dezavantajoasă deoarece fiecare arbore trece prin peretele recipientului la ambele capete, ceea ce înseamnă un număr relativ mare de locuri de etanşat.

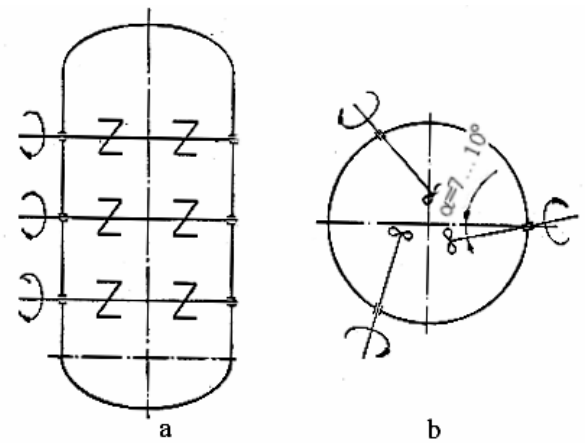


Fig. 6.14

In varianta din fig. 6.14b arborii cu amestecătoare de tip elice sunt orizontali, coplanari, în consolă şi montaţi sub un unghi $\alpha = (7...10)^0$ faţă de diametrul care trece prin punctul în care axa arborelui străpunge peretele recipientului. Asemenea dispunere a amestecătoarelor se poate întâlni la amestecarea cantităţilor mari de lichide cu vâscozitate mică.

6.4 Acţionarea şi rezemarea dispozitivelor de amestecare

6.4.1 Acţionarea

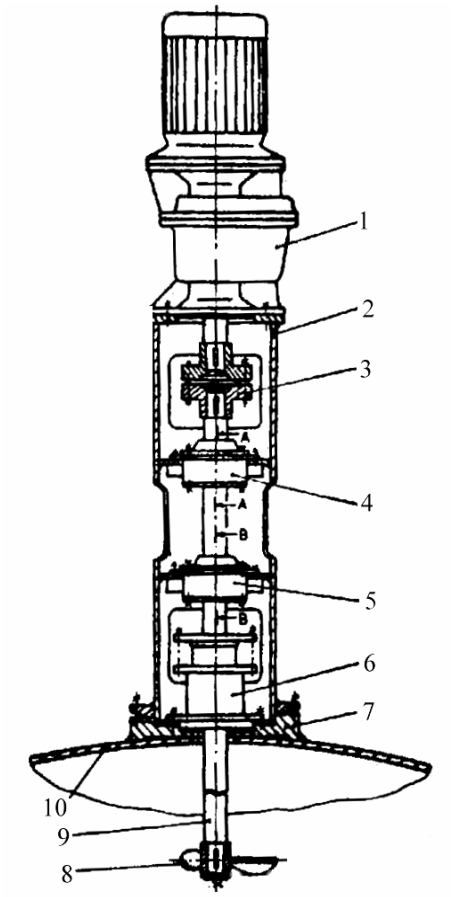


Fig. 6.15
1 – motoreductor; 2 – suport; 3 – cuplaj elastic cu bolţuri; 4 – lagăr superior; 5 – lagăr inferior; 6 – dispozitiv de etanşare; 7 – bosaj; 8 – amestecător; 9 – arbore; 10 – capac recipient

Pentru acţionarea dispozitivelor de amestecare se utilizează de obicei motoare electrice de curent alternativ trifazat, motoare electrice de curent continuu şi motoare hidraulice. In funcţie de schema cinematică adoptată, motorul se amplasează în linie cu arborele (fig.6.1), paralel cu arborele (fig.6.10; fig.6.13), sau perpendicular pe direcţia arborelui (fig.6.11).

Pentru funcţionarea la turaţie constantă, mai mică decât turaţia motorului, se recurge fie la o transmisie cu curele între motor şi arbore, fie la un reductor de turaţie. Pentru amplasarea motorului în linie cu arborele se utilizează reductoare planetare pe care se flanşează motorul.

Dacă este necesară o turaţie variabilă se utilizează motoare de curent continuu cuplate direct pe arbore sau prin intermediul unei transmisii cu curele sau al unui reductor de turaţie. Când se lucrează în medii inflamabile sau explozive se recomandă folosirea motoarelor hidraulice rotative acţionate cu ulei sub presiune.

6.4.2. Rezemarea dispozitivelor de amestecare

Dispozitivul de amestecare se amplasează de obicei la partea superioară a utilajului şi este alcătuit din motoreductor, cuplaj, arbore, lagăre, amestecător şi dispozitiv de etanşare (fig.6.15); aceste elemente se montează pe capacul recipientului prin intermediul unui suport şi a unui bosaj sudat pe capac.

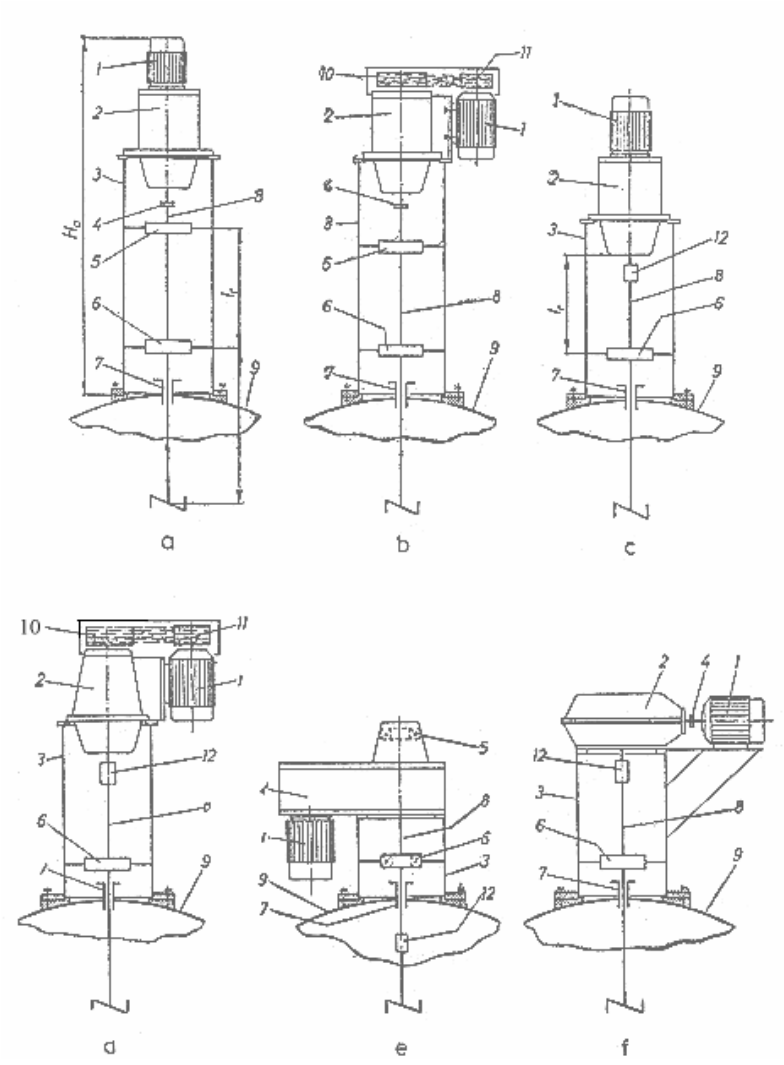


Fig. 6.16
1 – motor; 2 – reductor de viteză; 3 – suport; 4 – cuplaj elastic;
5 şi 6 – casete de rulmenți; 7 – cutie de etanşare; 8 – arbore; 9 – capac recipient; 10 şi 11 – roți de curea; 12 – cuplaj rigid

Rezemarea dispozitivelor de amestecare depinde de lungimea porțiunii de arbore din recipient. Din acest punct de vedere, varianta optimă este aceea a rezemării pe la partea inferioară a recipientului. In acest caz arborii sunt relativ scurți, motiv ce le conferă rigiditate mai bună, rezemarea făcându-se în lagăre aflate în exteriorul recipientului.

In cazul dispunerii acționării pe capacul recipientului înălțimea ocupată de aceasta depinde de soluția constructivă adoptată. Ea este maximă în varianta dispunerii motorului şi reductorului în linie cu arborele, cuplat la acționare prin intermediul unui cuplaj elastic cu bolțuri (fig.6.16a). Utilizarea unei transmisii prin curele şi dispunerea laterală a motorului, permit micşorarea înălțimii ocupate de sistemul de antrenare (fig.6.16b). Dacă se recurge la un cuplaj rigid 12, montat între arborele 8 şi reductorul 2, se obține o nouă reducere a înălțimii H_a (fig.6.16c). In acest caz arborele 8 se reazemă pe lagărul 6 şi pe lagărul reductorului 2. Pentru o comparație corectă, în schemele din fig. 6.16 distanța dintre lagăre, l_r , s-a păstrat constantă. Prin amplasarea laterală a acționării (fig.6.16d) se obține o nouă reducere a înălțimii H_a . Cea mai mică înălțime se obține în varianta din fig.6.16e, în care H_a este practic determinat de l_r şi de lungimea dispozitivului de etanşare. Înălțimea H_a la acționarea conform schemei din fig.6.16a este, orientativ, de circa două ori mai mare decât la acționarea conform schemei din fig.6.16e. Pentru a obține o reducere şi mai mare se recomandă introducerea lagărului 6 în dispozitivul de etanşare.

Distanța dintre lagăre, l_r , la arborii în consolă, trebuie să fie suficient de mare spre a asigura o săgeată relativ mică la capătul liber al acestora, însă cât mai mică pentru a nu lungi utilajul. Practic se recomandă l_r = (1/3...1/5) l.

In cazul cuplării rigide a arborelui amestecătorului cu arborele reductorului (fig.6.16 c - f), semicuplajele trebuie să asigure preluarea sarcinii axiale transmisă şi suportată de lagărele reductorului.

6.4.2.1. Alegerea sistemului de rezemare

Rezemarea dispozitivului de acționare depinde de lungimea porțiunii de arbore din recipient. In practică cea mai utilizată este dispunerea acționării pe capacul recipientului.

Lagărul superior (fig.6.17b) preia, pe lângă sarcinile radiale, şi sarcina axială (greutatea arborelui şi amestecătorului) care solicită dispozitivul de amestecare. Din acest motiv el are în componență doi rulmenți radiali-axiali cu role conice, montați în “X”, care au o mare capacitate de încărcare radială şi axială.

Dispozitivele de rezemare pentru amestecătoarele verticale, cuplate direct la motorul electric (fig.6.17 şi tabelul 6.2), se execută în 8 mărimi (STAS 10868-77)

conform tabelului 6.3 (valori în mm). Pentru cota *L* se recomandă următoarele valori: 250; 325 ; 400 şi 500 mm. Dacă lungimea în consolă a arborelui amestecătorului impune alegerea unor valori în afara celor recomandate se pot adopta valori mai mici de 250 mm sau mai mari de 500 mm, astfel ca raportul între cota *L* şi lungimea în consolă a arborelui să nu depăşească raportul 1/6.

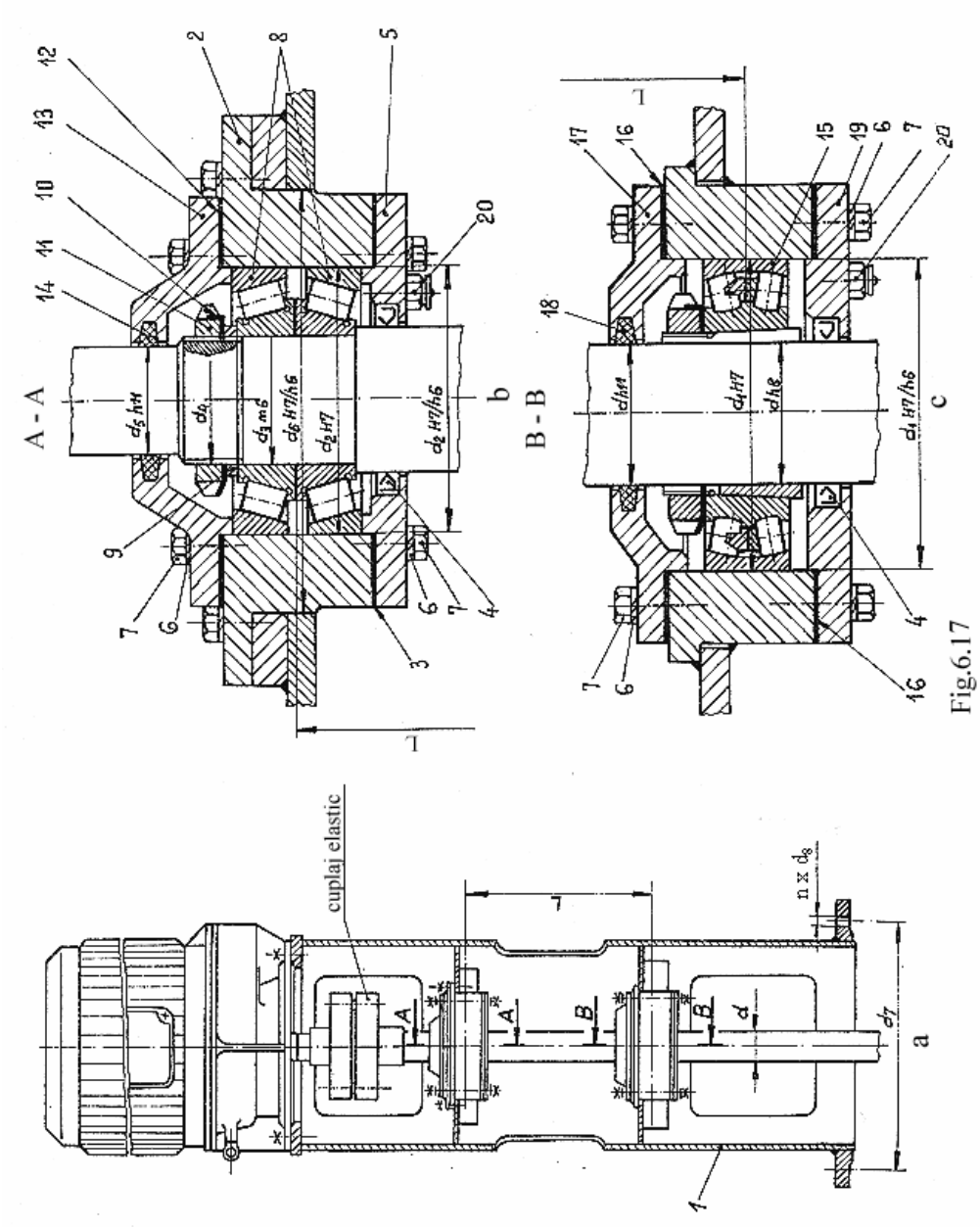


Fig.6.17

Tabelul 6.2

Poz.	Denumirea	Materialul
1.	Turlă	OLT 35 STAS 8184-87 OL 37 STAS 500/2-80 Fc 200 STAS 568-82 OT 40 STAS 600-82
2	Bucşa lagărului	OL 37 STAS 500/2-80
3	Garnitură	Carton
4	Manşon A STAS 7950/2 - 87	-
5	Capac inferior al lagărului superior	OL 37 STAS 500/2 - 80
6	Şaibă grower MN STAS 7666/2-80	ARC 6A STAS 795-87
7	Şurub cu cap hexagonal STAS 4845-89	OLC 35 STAS 880-88
8	Rulment radial-axial cu role conice pe un rând STAS 3920-87	-
9	Inel distanţier	OL 37 STAS 500/2-80
10	Şurub M8 STAS 5815-91	-
11	Piuliţă KM STAS 5816-91	OL 42 STAS 500/2-80
12	Set de şaibe de reglare	-
13	Capac superior al lagărului superior	OL 37 STAS 500/2-80
14	Inel de pâslă STAS 6577-70	Pâslă tip A STAS 4218-77
15	Rulment radial-oscilant cu role butoi pe două rânduri STAS 3918-86	-
16	Garnitură	Carton
17	Capac superior al lagărului inferior	OL 37 STAS 500/2-80
18	Inel de pâslă STAS 6577-70	Pâslă tip A STAS 4218-77
19	Capac inferior al lagărului inferior	OL 37 STAS 500/2-80
20	Ungător UB1/PU1 STAS 116-88	-

Tabelul 6.3

Diametrul arborelui în lagărul înferior	d_1	d_2	d_3	d_4 filet	d_5	d_6	d_7	n x d_8
40	100	72	35	M35 x 1,5	30	115	295	8 x 18
50	120	85	45	M45 x 1,5	40	130	330	12 x 18
60	150	100	55	M55 x 2	50	145		
70	140	120	65	M65 x 2	60	165	380	12 x 23
80	160	125	70	M70 x 2	65	180		
90	180	140	80	M80 x 2	75	195	440	
100	200	160	90	M90 x 2	85	215	470	16 x 23
125	250	200	110	M110 x 2	105	255		

Tabelul 6.4

Diametrul arborelui în lagărul inferior, d [mm]	Rulmenți radial-oscilanți cu role butoi pe două rânduri (poz.15)		Rulmenți radiali - axiali cu role conice pe un rând (poz.8)
40	22309K + H 2309	STAS 3918-86	30207
50	22311K + H 2311		30209
60	22314K + H 2314		30211
70	22216K + H 316		30214
80	22218K + H 318		
90	22220K + H 320		30216
100	22222K + H 322		30218
125	22228K + H 328		30222

Lagărul inferior (fig.6.17c), este un rulment radial, oscilant, cu role butoi pe două rânduri, care asigură posibilitatea alinierii la deviațiile unghiulare ale arborelui. Fixarea sa pe arbore se face cu ajutorul unei bucşe elastice despicată pe generatoare.

Dimensiunile lagărelor (poziţiile 8 şi 15) se vor alege din tabelul 6.3, în funcţie de diametrul arborelui în lagărul inferior

6.5. Forţele care solicită dispozitivele de amestecare rotative

Amestecătoarele se pot considera ca fiind rotoare. Se ştie că un rotor nu poate fi, şi nici nu este economic să fie, echilibrat perfect. De aceea practic se admite, în funcţie de tipul rotorului, un anumit dezechilibru rezidual. Ca urmare, centrul de masă al amestecătorului (fig.6.18a) se va afla în timpul rotaţiei la distanta r_d faţă de axa de rotaţie. La rotirea în vid (sau în aer) asupra rotorului acţionează o forţă centrifugă F_c dată de relaţia:

$$\overline{F}_c = m_a \overline{r_d} \omega^2 , \tag{6.1}$$

unde: m_a - masa amestecătorului;

ω - viteza unghiulară a amestecătorului.

In cazul mai multor amestecătoare montate pe arbore, fiecare este solicitat de o

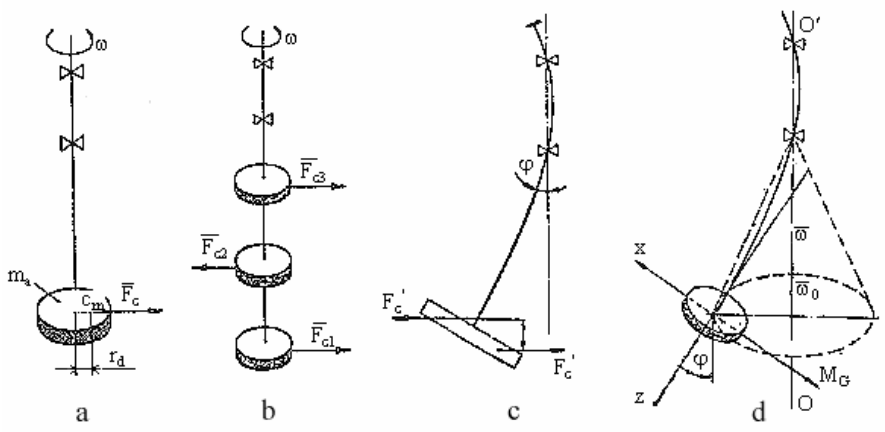


Fig. 6.18

forţă centrifugă F_{ci} a cărei direcţie depinde de dezechilibrul rezidual corespunzător amestecătorului (fig.6.18b). Deoarece anvergura amestecătorului este relativ mare în comparaţie cu diametrul arborelui, iar axa geometrică a arborelui face un unghi φ cu axa lagărelor (fig.6.18c), cele două jumătăţi ale discului sunt supuse fiecare forţei centrifuge $F_c^{'}$, determinată de masa jumătăţii respective de disc.

Pentru majoritatea cazurilor în care discul nu se află la mijlocul deschiderii sau când se află în consolă (fig.6.18d) panta fibrei medii în dreptul discului variază, aceasta

nu mai rămâne în acelaşi plan, ci "fulează". Apare din acest motiv, un cuplu al forţelor de inerţie - cuplu giroscopic - determinat de faptul că centrele de masă ale celor două jumătăţi de disc nu se află în acelaşi plan, perpendicular pe fibra medie nedeformată, ci decalate cu distanţa *a*. Momentul giroscopic M_G (momentul forţelor de inerţie $F_c^{'}$) are expresia:

$$M_G = - J_z \omega \omega_0 + J_x \omega_0^2 \varphi, \tag{6.2}$$

unde: J_x, J_z - momentele de inerţie ale amestecătorului în raport cu axa *x*, respectiv *z*;

ω - viteza unghiulară a arborelui;

ω_0 - viteza unghiulară a axei deformate în jurul axei OO';

φ - unghiul dintre linia elastică a arborelui deformat şi axa lagărelor OO'.

Dacă forţele $F_c^{'}$ acţionează în sensul mişcării săgeţii, atunci ω şi ω_0 au acelaşi sens. In acest caz planul definit de linia elastică a arborelui şi de axa reazemelor se roteşte în acelaşi sens cu arborele. Dacă $F_c^{'}$ acţionează în sensul măririi săgeţii, ω şi ω_0 vor fi de semne contrare. Momentul giroscopic modifică valoarea pulsaţiei proprii a arborelui producând solicitarea suplimentară a lagărelor.

La schemele cinematice de acţionare prevăzute cu angrenaje, arborele este solicitat suplimentar de forţele din angrenare .

La rotirea într-un lichid de vâscozitate dinamică μ şi densitate ρ_l, amestecătorul şi arborele sunt solicitaţi suplimentar de forţe specifice mediului fluid. Astfel, pe lângă forţa archimedică F_A, asupra amestecătorului şi porţiunii din arbore cufundată în lichid acţionează şi alte forţe F_a. Acestea au următoarele expresii:

$$F_A = \rho_l V_A g; \qquad F_a = \rho_l V_a g, \tag{6.3}$$

unde: V_A - volumul amestecătorului;

V_a - volumul arborelui cufundat în lichid;

ρ_l - densitatea lichidului;

g - acceleraţia gravitaţională.

Amestecătoarele care produc spectre de curgere axiale împing fluidul cu o anumită forţă *F* şi ca urmare asupra amestecătorului şi arborelui va acţiona o forţă egală şi de sens contrar de valoare:

$$F = Ne \mu d^2, \tag{6.4}$$

unde *Ne* reprezintă criteriul lui Newton, iar *d*, diametrul arborelui.

Pentru un amestecător oarecare, pe baza teoriei similitudinii s-a stabilit că:

$$N_e = k R_e^{\alpha}, \tag{6.5}$$

unde: k şi α - constante stabilite în funcție de tipul amestecătorului;

Re - criteriul lui Reynolds pentru amestecătoare, care se determină cu relația:

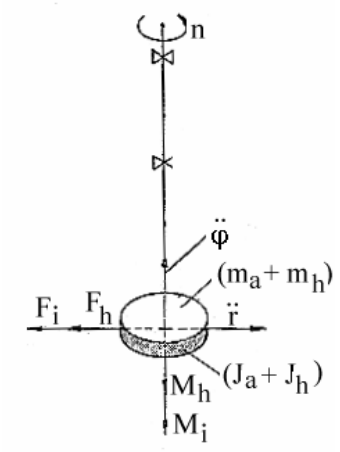


Fig. 6.19

$$Re = \frac{\rho_l n d^2}{\mu}, \qquad (6.6)$$

în care *n* reprezintă turația amestecătorului

In timpul rotirii amestecătorul antrenează lichidul prin frecare şi prin presiunea cu care acționează asupra acestuia. In acest scop trebuie învins momentul rezistent M_r, pe care fluidul îl opune acțiunii amestecătorului (fig.6.19). Dezechilibrul rezidual face ca arborele să oscileze în fluid. Asupra amestecătorului acționează presiunea fluidului în sens contrar tendinței de deplasare.

Această acțiune este echivalentă cu o forța F_h, numită forța rezistentă hidrodinamică.

$$F_h = -m_h \bar{r}, \qquad (6.7)$$

unde: m_h - masa hidrodinamică a amestecătorului (include şi o parte din lichidul antrenat, în interiorul diametrului d_a);

r - deplasarea laterală a amestecătorului.

Această forță acționează în sensul forței de inerție şi se opune perturbării, având efect de "amortizare".

Forța totală de inerție se măreşte si devine:

$$\overline{F}_{it} = \overline{F}_i + \overline{F}_h = -(m_a + m_h) \cdot \bar{r}. \qquad (6.8)$$

Amestecătorul trebuie să învingă momentul de torsiune hidrodinamic rezistent, M_h, care se calculează cu relația:

$$M_h = -J_h \cdot \ddot{\varphi}, \qquad (6.9)$$

unde: J_h - momentul de inerție hidrodinamic al amestecătorului;

φ - acceleraţia unghiulară.

Momentul de torsiune rezistent total va fi:

$$M_{rt} = -(J_a + J_h) \cdot \ddot{\varphi}, \qquad (6.10)$$

unde:

J_a - momentul de inerție al amestecătorului în raport cu axa de rotație I-I;

J_h - moment de inerție fictiv;

m_h - masă fictivă.

6.6. Arborele amestecătorului

6.6.1. Generalități

Arborii dispozitivelor de amestecare se execută dintr-o bucată sau, în cazul arborilor lungi, din mai multe bucăți asamblate rigid între ele. Arborii pot fi realizați cu secțiunea circulară plină sau inelară. Arborii se execută în general din oțel carbon obişnuit, OL 50 sau OL 60. In cazul mediilor corosive sau când condițiile procesului tehnologic impun condiții speciale, aceştia se execută din oțeluri inoxidabile.

Tabelul 6.5

Diametrul nominal al arborelui, mm	30	40	50	60	70	80	90	100	110	125	140
Diametrul treptelor arborelui, mm	25 20 18 16	35 30 24	45 40 35	55 50 45	65 60 56 55	70 65 60	80 75 70 65	90 85 75	100 95 85	110 105 95	120 115 100

Diametrele nominale şi diametrele treptelor arborilor amestecătoarelor verticale se aleg dintre valorile prevăzute în tabelul 6.5. Valorile diametrelor nominale se utilizează numai pentru arbori verticali cu cutie de etanşare şi reprezintă valoarea diametrului arborelui în dreptul cutiei de etanşare.

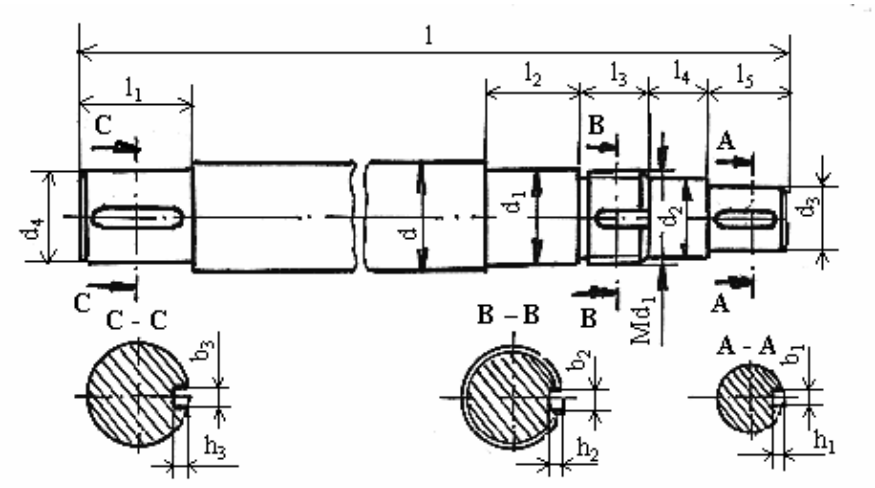


Fig. 6. 20

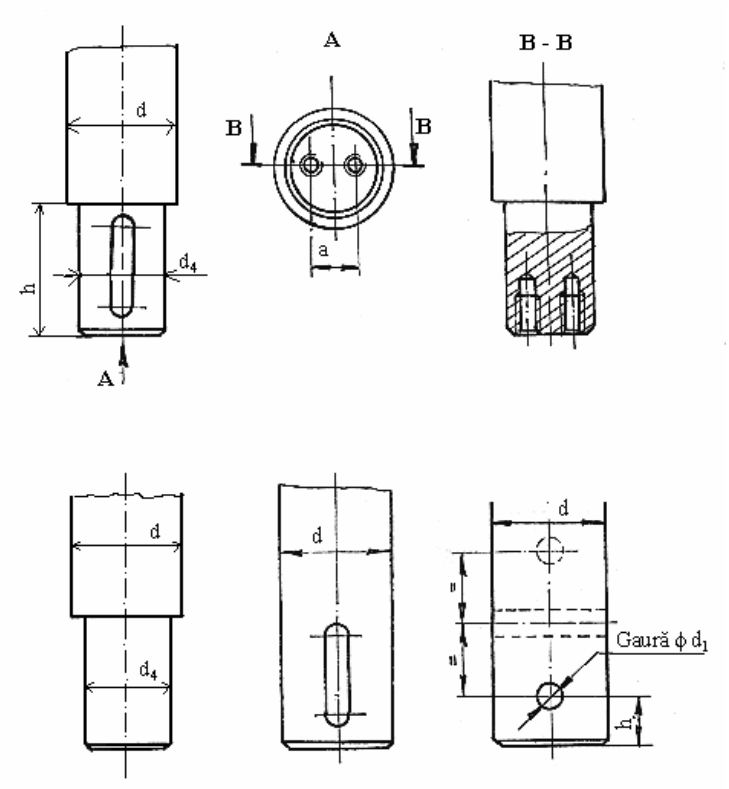


Fig. 6.21

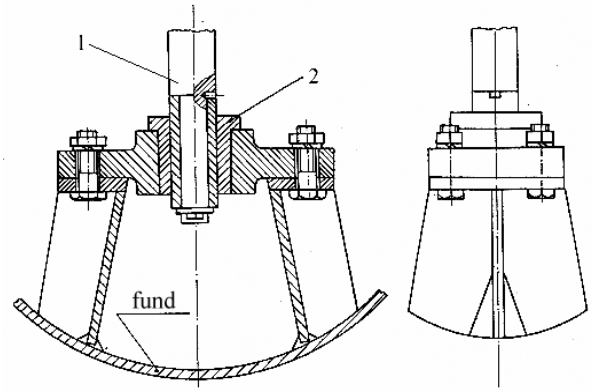


Fig. 6.22

Arborele trebuie să corespundă din punct de vedere constructiv dispozitivului de amestecare şi celui de antrenare. Pentru amestecătoarele mecanice rotative verticale, montate la partea superioară a recipientelor, arborele are în general forma constructivă din fig.6.20. In funcție de varianta constructivă a amestecătorului, capătul inferior al

arborelui poate avea una din formele prezentate în fig.6.21.

Arborii verticali în consolă 1 (fig.6.22), care în anumite etape ale procesului de amestecare pot avea săgeți mari, periculoase, se prevăd la capătul liber cu un lagăr limitator de săgeată situat în interiorul recipientului. In cazul unei construcții suficient de rigide a lagărului inferior, acesta poate fi considerat ca lagăr radial. Rigiditatea lagărului depinde de materialul din care se construieşte bucşa 2.

Lagărele de pe fundul recipientului sunt recomandate pentru turații ale arborilor de cel mult 100 rot/min şi numai dacă substanțele amestecate nu sunt abrazive.

6.6.2. Calculul de rezistență al arborelui

Arborele poate fi solicitat numai la torsiune sau la încovoiere şi torsiune. In funcție de solicitare arborele se calculează astfel:

a) Dimensionarea din condiția de rezistență la torsiune :

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16M_{tc}}{\pi\tau_{at}}}, \tag{6.11}$$

unde M_{tc} reprezintă momentul de torsiune de calcul determinat cu relația:

$$M_{tc} = k_M M_t,$$

în care: k_M - factor de siguranță;

M_t - momentul de torsiune de la arborele amestecătorului.

τ_{at} - tensiunea admisibilă la torsiune (τ_{at} = (0,6...0,65) σ_{at} ; $\sigma_{at} = R_{0,2} / c$ unde: $R_{0,2}$ - limita de curgere a materialului; c = 1,3…1,5 - coeficient de siguranță).

La un arbore cu n amestecătoare, momentul de torsiune se calculează ca sumă a momentelor de torsiune parțiale:

$$M_{tc} = M_{t1} + M_{t2} + ... + M_{tn}.$$

b) Dimensionarea din condiția de rezistență la torsiune şi încovoiere

Pentru aceasta se calculează momentul încovoietor echivalent cu relația:

$$M_{iech} = \sqrt{M_{it}^2 + 0{,}75M_t^2}. \tag{6.12}$$

unde M_{it} este momentul încovoietor total, determinat cu relația:

$$M_{it} = M_{i1} + \alpha M_{i2}, \tag{6.13}$$

în care: M_{i1} – momentul încovoietor provocat de forța rezistentă opusă de mediul amestecat şi are caracterul unei solicitări statice;

M_{i2} – momentul încovoietor provocat de forța centrifugă F_c ;

α = 1 pentru solicitări statice; $\alpha = \sigma_{aiI} / \sigma_{aiIII}$ – în cazul sarcinilor care

provoacă solicitarea la oboseală într-un ciclu alternant – simetric;

$$\sigma_{aiII} = \sigma_{-1} / c,$$

în care: σ_{-1} – rezistența la oboseală a materialului arborelui;

c = 2…2,3 – coeficient de siguranță.

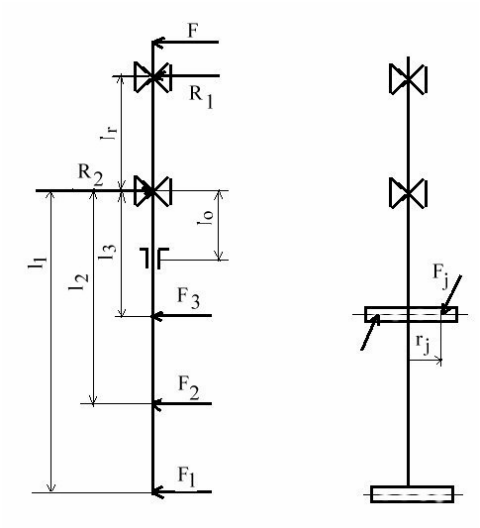


Fig. 6.23

Pentru calculul momentului M_{i1} se determină forțele F_j (fig.6.23) cu relația:

$$F_j = \frac{M_{tj}}{r_j},$$

unde M_{tj} reprezintă momentul de torsiune total în dreptul amestecătorului j, iar r_j distanța de la axa arborelui până la vectorul forței F_j care se aplică pe elementele radiale ale amestecătorului.

$$r_j = \frac{k_r d_a}{2},$$

unde k_r = 0,75 pentru amestecătoare elice, cu paletă sau cu brațe; k_r = 0,70 pentru amestecătoare tip ancoră dublă; k_r =0,68…0,74 pentru amestecătoare tip MIG.

Pentru dimensionare se determină diametrul arborelui cu relația:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 M_{iech}}{\pi \sigma_{aiII}}}. \qquad (6.14)$$

In funcție de soluția constructivă a arborelui şi parametri de funcționare ai amestecătorului se verifică:

- Rigiditatea arborelui (săgeata şi deformația unghiulară; verificarea la vibrații longitudinale, torsionale, flexionale);
- Echilibrarea amestecătorului.

6.7. Suportul amestecătorului

Suportul este elementul constructiv al unui dispozitiv de amestecare ce asigură montarea corectă a motoreductorului, lagărelor şi arborelui pe corpul recipientului. In acest scop suportul (fig.6.15 şi 6.24) este prevăzut cu o flanşă prin intermediul căreia se fixează pe bosajul sudat de recipient.

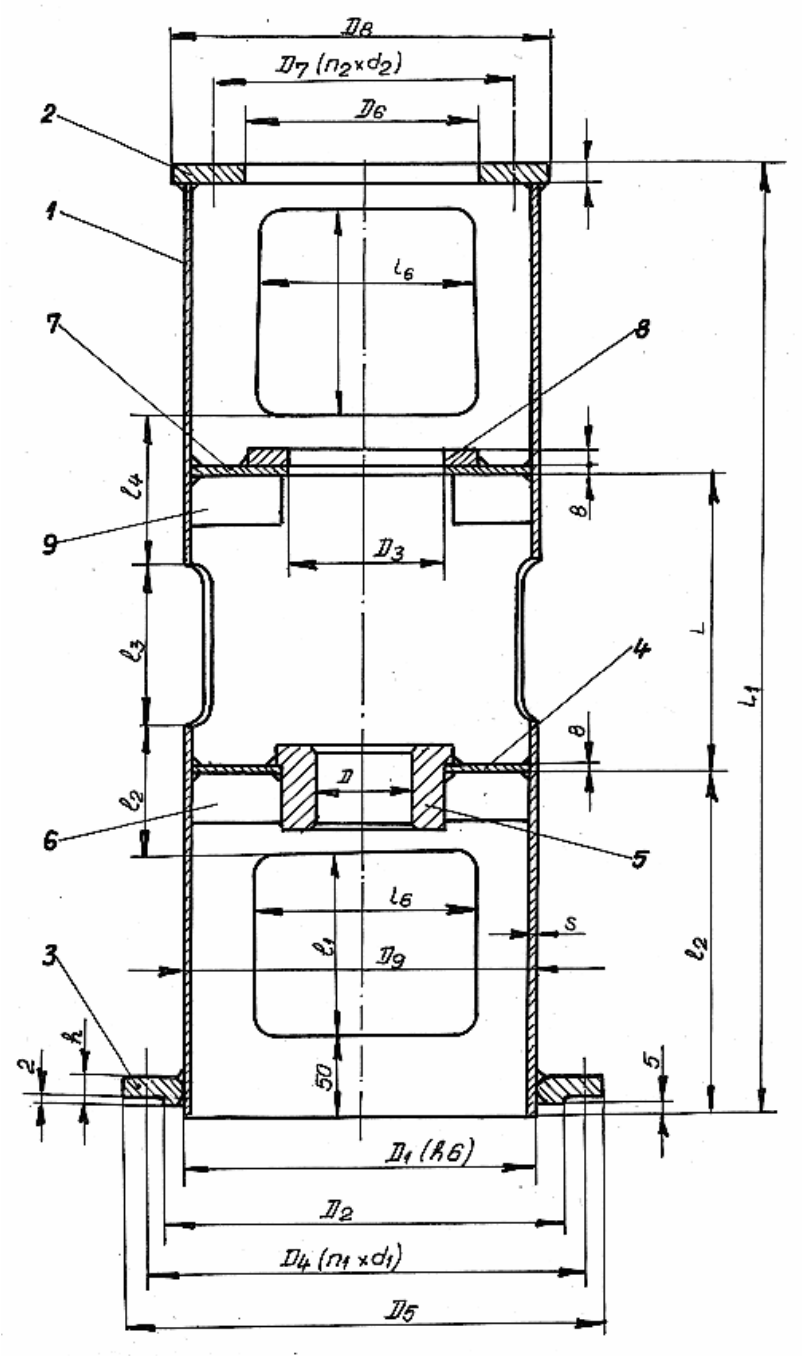


Fig. 6.24
1 – corp; 2 – placă; 3 – flanșă; 4 – inel; 5 – carcasă pentru rulmenți;
6 – nervură; 7 – inel; 8 – bosaj; 9 - nervură

Tabelul 6.6

d	L	L_1	D	D_1	D_4	D_5	D_6	D_7	D_8	D_9	l_2	h	d_1	n_1	d_2	n_2
40	225	685	100	241	295	330	100	150	260	246	90	15	18	8	10	4
50	225	805	120	270	330	370	180	215	290	273	100	20		12	12	
	300	880														
60	225	805	150													
	300	880														
	375	955														
	225	975					200	265	350						14	
	300	950														
	375	1025														
	475	1125														
70	305	980	140	320	380	420	220	400	450	324	120		23		18	
80	300	980	160				300									
	375	1055														
	475	1155														
	375	1055														
	375	1055					200	265	350						14	
	475	1155														
90	375	1145	180	373	440	480	350	500	550	377	125	25			18	8
	475	1170					220	300	400							
	475	1245					350	500	550							
	475	1245					300	400	450							
100	475	1245	200	400	470	615	350	500	550	406	140			16		
125	475	1345	250					670			150					

Pentru montarea şi întreținerea rulmenților, cuplajului şi dispozitivului de etanşare suportul este prevăzut cu trei perechi de ferestre dreptunghiulare decupate în corpul său cilindric.

In fig. 6.24 se prezintă un suport pentru varianta acționării amestecătorului de la un motoreductor. Pentru alte variante de acționare acest suport se modifică în mod corespunzător.

In tabelul 6.6 se prezintă dimensiunile suportului în funcție de diametrul arborelui în lagărul inferior.

După realizarea prin sudare a suportului, întreg subansamblul se supune unui tratament termic de detensionare. Prelucrarea se face dintr-o singură prindere pe maşina unealtă, asigurându-se astfel coaxialitatea lagărelor cu umărul de centrare al suportului pe bosaj.

6.8. Calculul puterii necesare amestecătoarelor mecanice rotative

Pentru amestecătoarele mecanice rotative simple, care omogenizează lichide cu vâscozitate dinamică mică sau medie, se poate calcula puterea utilă necesară amestecării.

Puterea de regim (efectivă) reprezintă puterea necesară pentru amestecarea lichidului la turație constantă, de regim. Valoarea acesteia se obține adăugând la puterea utilă necesară, puterea corespunzătoare energiei disipate datorită amenajărilor interioare recipientului (şicane, serpentine de încălzire, aparatură de control etc.), cutiei de etanşare, sistemului de rezemare etc.

Calculul puterii de regim pentru fluide newtoniene se face cu următoarele simplificări:

- mişcarea izotermă a lichidului cu viteza *v*, de regim constant, într-un recipient cu amestecător cu paletă şi şicane;

- înălțimea *H* a lichidului din recipient este constantă, indiferent de viteza de rotație;

- se neglijează energia potențială, energia cinetică şi lucrul mecanic extern.

Rezultă că puterea de regim, *P*, consumată de amestecător în timpul rotirii în lichidul de amestec poate fi exprimată ca produs între forța de frecare, F_f, pe care trebuie să o învingă amestecătorul şi viteza, v_m, a punctului de aplicație al forței:

$$P = F_f v_m . \tag{6.15}$$

Forța de frecare se poate calcula cu relația:

$$F_f = A\Delta p, \tag{6.16}$$

în care Δp reprezintă căderea de presiune datorită frecării şi care se exprimă cu relația:

$$\Delta p = \xi \cdot \frac{v_m^2}{2} \cdot \rho \ , \tag{6.17}$$

unde: ξ - coeficient de rezistență, funcție de regimul de curgere;

v_m – viteza medie a lichidului egală în caz ideal cu viteza medie de deplasare a brațelor amestecătorului;

Coeficientul de rezistență ξ, se determină din relația:

$$\xi = C' \cdot \mathrm{Re}^{-\alpha}, \tag{6.18}$$

unde: Re – criteriul lui Reynolds pentru amestecare.

$$\mathrm{Re} = \frac{v_m d\rho}{\mu} \tag{6.19}$$

A – aria amestecătorului.

Înlocuind relațiile 6.16, 6.17 şi 6.18 în expresia puterii (relația 6.15) se obține:

$$P = \xi \frac{v_m^3}{2} \rho A \tag{6.20}$$

După înlocuirea lui ξ şi Re în (6.20) rezultă:

$$P = C'\left(\frac{v_m d\rho}{\mu}\right)^{-\alpha} \frac{v_m^3}{2} \rho A. \tag{6.21}$$

Dacă se exprimă aria A în funcție de diametrul d al cercului descris de brațul amestecătorului şi grosimea brațului, b, se alege în funcție de diametru d ($b = ad$) atunci:

$$A = bd = ad^2 \tag{6.22}$$

$$v_m = \omega \frac{d}{2} = \pi n d. \tag{6.23}$$

După înlocuirea în relația (6.21) se obține:

$$P = C'\left(\frac{\pi n d^2 \rho}{\mu}\right)^{-\alpha} \left(\frac{\pi n d}{2}\right)^3 \rho a d^2 \tag{6.24}$$

După gruparea termenilor rezultă:

$$P = C'\left(\frac{a\pi^{3-\alpha}}{8}\right) \cdot \left(\frac{n d^2 \rho}{\mu}\right) \rho n^3 d^5 \tag{6.25}$$

Dacă se notează:

$$k = C'\left(\frac{a\pi^{3-\alpha}}{8}\right),$$

se obține:

$$P = kd^{5-2\alpha} n^{3-\alpha} \rho^{1-\alpha} \mu^{\alpha}, \tag{6.26}$$

sau:

$$\frac{P}{d^5 n^3 \rho} = k \cdot \left(\frac{d^2 n\rho}{\mu}\right)^{-\alpha} = k\,\mathrm{Re}^{-\alpha} \tag{6.27}$$

în care: P – puterea de regim a amestecătorului, în W;

d – diametrul amestecătorului, în m;

n – turația amestecătorului, în rot/s;

ρ - densitatea lichidului, în kg/m^3;

μ - vâscozitatea dinamică, în kg / (m.s);

k, α - constante specifice fiecărui tip de amestecător, (tabelul 6.7).

Tabelul 6.7

Nr. crt.	Tipul amestecătorului	Regimul de curgere					
		Laminar		Tranzitoriu		Turbulent	
		k	α	k	α	k	α
1.	Cu două brațe, emailat, în recipient fără șicane	3,6	1,0	7,0	1,5	-	-
2.	Cu trei brațe (emailate şi neemailate) şi cu șase brațe	40…50	1,0	-	-	-	-
3.	Tip elice cu grosime constantă, la recipient fără șicane	-	-	10	0,5	-	-
4.	Turbine deschise în recipient cu șicane	77…145	1,0	14,5	0,27	6,4	0,8
5.	Tip colivie	380	1,0	-	-	16	0

Ca urmare, relațiile pentru calculul puterii de regim, pentru sisteme cu o singură fază fluidă (newtonian) şi similare geometric sunt:

- **în regim laminar:** 1 < Re < 10, în recipiente cu şi fără şicane

Dacă în relația (6.27) se ține cont de expresia lui Re aceasta devine:

$$P = k\,\mathrm{Re}^{1-\alpha}\, d^3 n^2 \mu. \tag{6.28}$$

Considerând Re ≈ 5 şi notând valoarea tuturor constantelor cu C_ℓ ,relația (6.28) devine:

$$P = C_\ell d^3 n^2 \mu \tag{6.29}$$

Rezultă că în regim laminar puterea de regim este direct proporțională cu vâscozitatea dinamică şi nu depinde de densitatea amestecului.

Pentru celelalte regimuri de curgere calculul pleacă tot de la relația 6.27.

Puterea de regim calculată se amplifică cu (10…20)% datorită pierderilor.

Puterea de pornire este de 2,5…4 ori mai mare decât puterea de regim, pentru a învinge inerția sistemului.

In tabelul 6.8 se prezintă câteva caracteristici ale amestecătoarelor mecanice rotative, în funcție de tipul constructiv al acestora.

Tabelul 6.8

Nr. crt.	Tipul amestecătorului	D /d	H /d	h_1/d	k	α
1.	Cu paletă	2	2	0,36	111	1,0
2.	Cu două brațe	3	3	0,33	6,8	0,20
3.	Cu două brațe înclinate în jos la 45^0	3	3	0,33	0,45	0,20
4.	Cu patru brațe	3	3	0,33	8,52	0,20
5.	Cu patru brațe înclinate în jos la 45^0	3	3	0,33	5,05	0,20
6.	Cu 4 brațe înclinate în sus la 45^0	3	3	0,33	4.42	0,20
7.	Cu patru brațe înclinate în jos la 60^0	3	3	0,5	6,30	0,18
8.	Cu şase brațe	1,11	1,11	0,11	12,5	0,25
9.	Ancoră	1,11	1,11	0,11	6.20	0,25
10.	Ancoră dublă	1,11	1,11	0,11	6,0	0,25
11.	Elice cu 2 palete înclinate la $22,5^0$	3	3	0,33	0,985	0,15
12.	Elice cu trei palete	3,8	3,5	1	2,30	1,67
13.	Turbină închisă cu trei palete	3	3	0,33	3,90	0,20
14.	Turbină cu şase palete şi stator	2,4	1,78	0,25	5,98	0,15

7. UTILAJE PENTRU TRANSFER TERMIC

7.1. Generalități

Utilajele pentru transfer termic sunt aparate care realizează transferul de căldură dintre diferite medii în diferite tehnologii de proces. Ele asigură trecerea căldurii de la o substanță la altă substanță prin, intermediul unui perete despărțitor. Transmiterea căldurii poate fi însoțită de schimbarea stării de agregare a unuia sau a ambilor agenți termici, sau poate avea loc fără această schimbare.

Schimbătoarele de căldură servesc transmiterii căldurii fără schimbarea stării de agregare a agenților termici. Acestea sunt: răcitoare şi respectiv încălzitoare.

Evaporatoarele şi condensatoarele transmit căldura cu schimbarea stării de agregare a unuia sau a ambilor agenți termici.

Schimbătorul de căldură poate constitui o unitate independentă, sau un subansamblu într-o instalație complexă. El participă activ la procesul tehnologic, intercalarea sa contribuind la creşterea randamentului instalației.

Condițiile pe care trebuie să le îndeplinească schimbătoarele de căldură sunt de natură funcțională, tehnică, economică şi constructivă, de aceea alegerea tipului de schimbător trebuie să corespundă scopului urmărit.

Principiul funcțional trebuie astfel asigurat, încât regimul temperaturilor agenților termici să fie menținut în timpul procesului de exploatare la parametri necesari.

Dimensiunile schimbătoarelor de căldură, forma geometrică a acestora, calitatea materialelor utilizate, soluția şi modul de asamblare, sunt dependente de presiunile agenților de lucru, de fluxul de căldură, de temperatura agenților, de tipul schimbătorului de căldură folosit etc.

La alegerea tipului de schimbător de căldură trebuie să se asigure un cost de investiție minim.

Soluția constructivă aleasă trebuie să poată fi uşor materializată, cu o mare productivitate şi cu cheltuieli de întreținere şi reparații minime.

7.2. Tipuri principale de schimbătoare de căldură

Deoarece există o gamă variată de schimbătoare de căldură, ele se clasifică după mai multe criterii, ținând seama de principiile funcționale şi constructive.

7.2.1. Schimbătoare de căldură tubulare

7.2.1.1. Schimbătoare de căldură tubulare cu manta

Sunt cele mai utilizate schimbătoare de căldură. Acestea sunt denumite, într-o accepțiune mai largă, **aparate tubulare.** Aparatele tubulare, independent de utilizarea lor tehnologică, sunt compuse din subansambluri şi elemente asemănătoare din punct de vedere constructiv: fasciculul tubular, capace, flanşe, manta, racorduri, elemente compensatoare de dilatare etc.

Cel mai simplu este schimbătorul de căldură cu fascicul tubular rigid a cărei schemă se prezintă în fig.7.1. Este format dintr-un număr de țevi, 2, fixate ermetic în plăcile tubulare 4, care sunt sudate la ambele capete de mantaua 1. Introducerea agentului termic în spațiul din țevi se face prin racordurile I, iar în spațiul dintre țevi prin racordul III. Deasupra plăcilor tubulare se asamblează capacele 5, în interiorul cărora se formează camerele de capăt fixe,3.

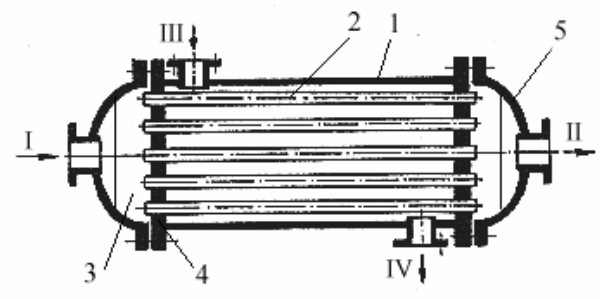


Fig. 7.1
1 – manta; 2 – țevi; 3 – cameră de capăt; 4 – placă tubulară; 5 - capac

Aceste aparate sunt simple constructiv şi ieftine, însă au dezavantajul unei arii de transfer termic mici pe unitatea de volum. Pentru a mări viteza şi turbulența agentului termic dintre țevi, în spațiul dintre țevi se montează şicane. Aparatul se reazemă fie orizontal pe suporturi tip şa, fie vertical, pe suporturi laterale.

Schimbătoarele de căldură cu mai multe treceri se obțin prin introducerea uneia sau a mai multor diafragme 3 (fig.7.2), sau pereți despărțitori. Cu o diafragmă se obțin două treceri. Dacă ambele camere 2, sunt prevăzute cu diafragme se obțin mai mult de două treceri. De obicei, se alege un număr par de treceri, ceea ce face ca racordurile de intrare şi de ieşire ale agentului termic din țevi să rămână la un singur capăt.

In locul camerei de capăt mobile, se poate recurge la țevi în formă de U (fig.7.3), caz în care în mijlocul fasciculului de țevi se amplasează o şicană longitudinală, 1; aceasta dirijează corespunzător circulația agentului termic din spațiul dintre țevi.

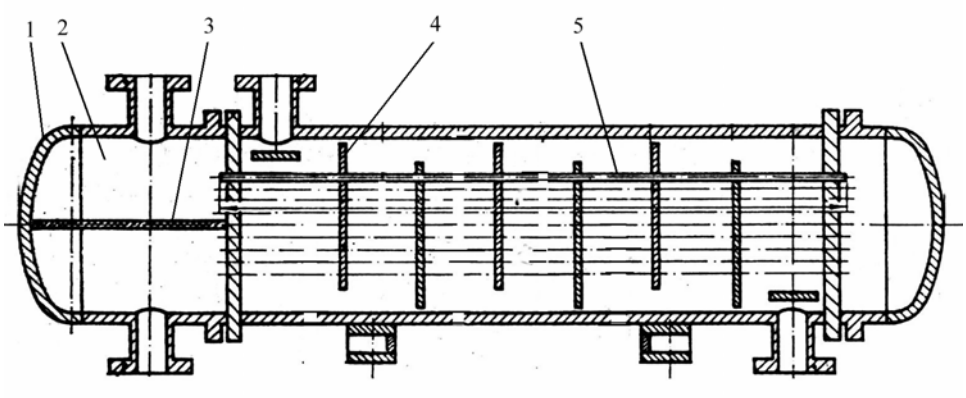


Fig. 7.2
1 – fund elipsoidal; 2 – cameră fixă; 3 – diafragmă; 4 – şicană transversală;
5 – şicană longitudinală

Capul mobil 2, la schimbătoarele de căldură cu o singură trecere (fig.7.4), se etanşează în raport cu camera de capăt 3 prin intermediul cutiei de etanşare cu umplutură moale 4.

La schimbătoarele cu două treceri, camera de capăt mobilă este exterioară. Din

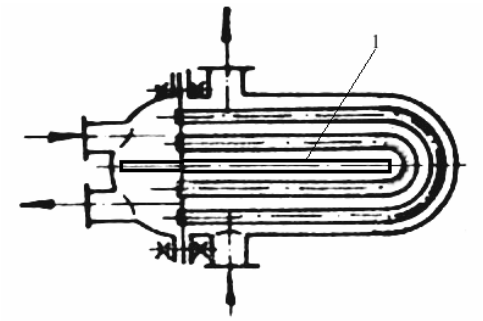


Fig. 7.3
1 – şicană longitudinală

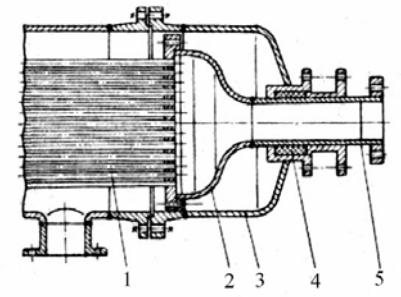


Fig. 7.4
1 – fascicul tubular; 2 – cap mobil;
3 – cameră de capăt; 4 – cutie de etanşare;
5 - racord

acest motiv, între corpul camerei şi manta, care se pot deplasa relativ, se prevede o cutie de etanşare cu umplutură moale.

Schimbătoarele de căldură cu fascicul tubular rigid, deşi ieftine, au dezavantajul că nu permit curățirea mecanică a depunerilor din spațiul dintre țevi.

Clasificarea, simbolizarea şi dimensiunile principalelor tipuri de schimbătoare de căldură cu manta şi cu fascicul tubular sunt date în STAS 8566-86; STAS 8475-83; STAS 10987-83; STAS 10988-83.

Aparatele tubulare orizontale se sprijină pe suporturi. Numărul acestora depinde

de diametrul nominal al schimbătorului de căldură şi de lungimea ţevilor.

Aparatele tubulare se construiesc pentru joasă, medie şi înaltă presiune.

Pentru micşorarea pierderilor de căldură spre exterior pe mantaua schimbătorului de căldură se aplică un strat de izolaţie termică; grosimea acestuia rezultă pe baza pierderilor de energie termică admise prin izolaţie.

7.2.1.2. Schimbătoare de căldură tubulare fără manta

a) Schimbătoare de căldură cu serpentină

Serpentina de încălzire introdusă complet în lichidul care urmează a fi încălzit este cel mai vechi tip de schimbător de căldură. Ea este puţin eficientă, are dimensiuni mari şi nu poate fi utilizată pentru lichide care formează cruste sau depuneri greu de curăţat.

Serpentina plană de răcire cu stropire se utilizează pentru răcirea sau condensarea unui fluid. Este constituită sub forma unei serpentine plane, din ţevi, 1, aşezate orizontal una sub alta, asamblate între ele fie prin sudare fie prin coturi, 2, prevăzute cu flanşe (fig.7.5). Deasupra se montează instalaţia 3 pentru stropirea cu apă a ţevilor. Sub ultima ţeavă se montează o cuvă, 4, pentru strângerea şi evacuarea apei. Apa de răcire curge de la o ţeavă la alta.

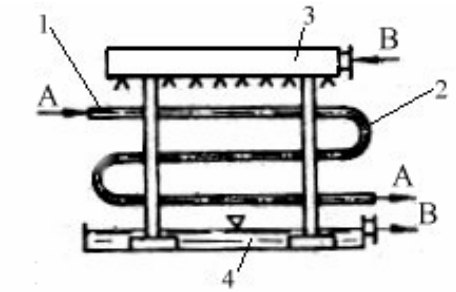


Fig. 7.5
1 – ţeavă; 2 – cot; 3 – instalaţie de stropire cu apă; 4 - cuvă

Transferul termic are loc între filmul de apă de pe ţeavă şi fluidul care circulă prin ţevi. Pentru a micşora gabaritul unui astfel de schimbător se micşorează distanţa dintre două ţevi alăturate.

Acest tip de schimbător de căldură prezintă următoarele avantaje: valori mari ale coeficientului de transfer termic, construcţie simplă, consum relativ mic de material, cost scăzut, întreţinere şi reparare uşoară, consum relativ de apă de răcire.

b) Schimbătoare de căldură cu ţevi coaxiale (ţeavă în ţeavă).

Se obţin prin conectarea în serie prin intermediul unor coturi 3 (fig. 7.6), şi dispunerea în paralel, a elementelor din ţevi coaxiale. Agentul termic circulă, în contracurent, prin interstiţiul dintre ţeava centrală 1 şi ţeava concentrică 2.

Asigurarea unui coeficient de transfer termic mare se poate realiza prin alegerea corespunzătoare a diametrului ţevii exterioare. Aceasta conduce la reducerea consumului de agent termic şi la arii relativ mici ale suprafeţei de transfer termic.

Principalele dezavantaje ale acestor schimbătoare de căldură cum ar fi: consum

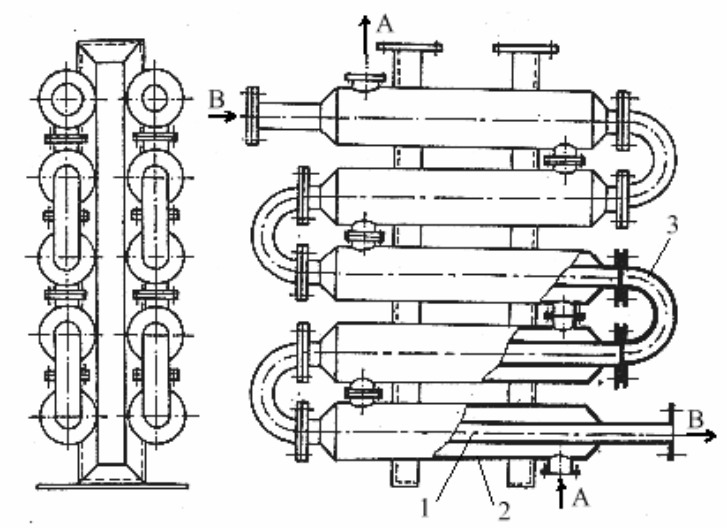


Fig. 7.6
1 – țeavă centrală; 2 – țeavă concentrică; 3 - cot

relativ mare de metal, gabarit relativ mare, sunt compensate de avantajele pe care le prezintă: suprafață de transfer termic mai mică, consumuri relativ mici de agenți termici.

c) Schimbătoare de căldură cu țevi cu aripioare

Elementul de bază al unui astfel de schimbător îl constituie țeava cu aripioare longitudinale, 2, (fig.7.7), transversale sau elicoidale obținute prin turnare sau sudare. Aripioarele realizate prin deformare plastică sunt mai avantajoase decât cele aplicate prin sudare sau alte metode. Pe țeava obişnuită se aplică un manşon uşor deformabil pe care se formează, prin rulare, aripioarele. In acest mod se îmbunătățește contactul dintre țeavă şi aripioare, ceea ce duce la creşterea conductivității termice a peretelui bimetalic. Forma optimă a nervurilor este cea triunghiulară.

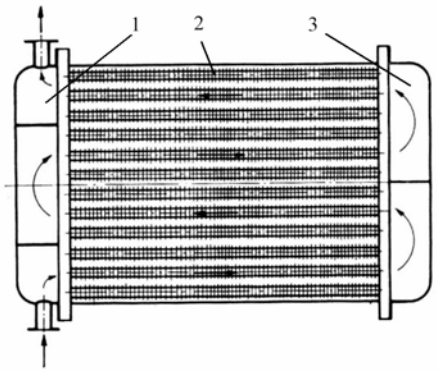


Fig. 7.7
1 şi 3 – distribuitoare; 2 – țevi cu aripioare

Țevile cu aripioare se reunesc în paralel, capetele lor fiind asamblate la două distribuitoare, 1 şi 3, prin care intră şi, respectiv, iese fluidul răcit.

7.2.2. Schimbătoare de căldură netubulare

7.2.2.1. Schimbătoare de căldură cu plăci nervurate

Aceste schimbătoare de căldură, utilizate mai mult în industria alimentară, sunt asemănătoare cu filtrele presă. Un astfel de schimbător este format din: bară de susținere şi ghidare,1, placă de capăt mobilă, 2, tiranți de strângere, 3, placă de capăt fixă, 4 şi plăci nervurate, 5.

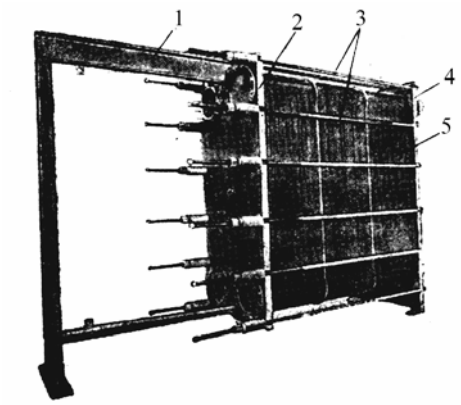


Fig. 7.8
1 – bară susținere şi ghidare; 2 – placă de capăt mobilă; 3 – tiranți; 4 – placă de capăt fixă; 5 – plăci nervurate

Plăcile de capăt sunt mai groase şi suficient de rigide. Intre două plăci succesive se aşează garnituri de etanşare.

Pe plăcile 5 se imprimă prin matrițare nervuri orizontale, în V sau în W. Nervurile măresc rigiditatea plăcilor, asigură o mai bună repartizare a lichidului de curgere., măresc aria suprafeței de transfer şi turbulența fluidelor.

7.2.2.2. Schimbătoare de căldură spirale

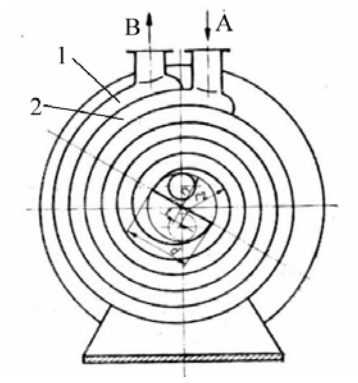


Fig. 7.9
1, 2 – table curbate

Sunt formate din două table curbate sub formă de spirale, 1 şi 2 (fig.7.9), între care se formează două spații spirală, prin care circulă în echicurent sau în contracurent cele două fluide. Părțile frontale sunt închise cu capace speciale pe care se află câte un racord pentru fiecare dintre fluide.

Principala dificultate în fabricarea acestor schimbătoare de căldură o constituie etanşarea laterală a celor două spații.

Schimbătoarele de căldură spirale prezintă o serie de avantaje cum ar fi: sunt compacte, au consum mic de metal pe unitate de căldură transferată, fluidul circulă prin spații cu secțiune dreptunghiulară fără zone de stagnare.

Se utilizează la recuperarea căldurii chiar la câteva grade diferență de temperatură între fluide.

7.2.2.3. Schimbătoare de căldură lamelare

Aceste schimbătoare se execută din benzi de oțel, profilate, sudate în perechi şi asamblate într-un fascicul conținut într-o manta cilindrică.

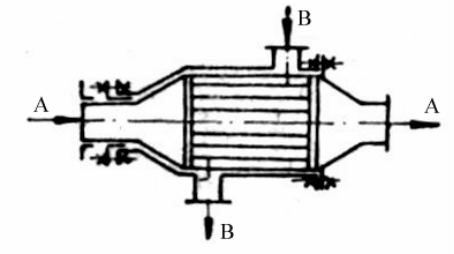


Fig. 7.10

Un agent termic circulă prin canalele plate ale lamelelor, iar celălalt, în contracurent, prin spațiile dintre lamele. Este o variantă a schimbătorului de căldură tubular. In fig. 7.10 se prezintă un schimbător de căldură alveolar tip fagure (cu lamele).

7.3. Construcția şi calculul elementelor specifice aparatelor tubulare

7.3.1. Țevi

Diametrul interior al țevii rezultă din considerente funcționale bazate pe: viteza fluidului prin țevi, pericolul depunerilor pe perete, existența unor particule solide în suspensie etc.

Țevile din oțel carbon sau aliat, trase sau laminate la rece, pentru fasciculul tubular se iau uzual cu diametrul exterior cuprins între 16 şi 57 mm (în mod frecvent de 16, 20, 25, 38 mm). Diametrele mari se utilizează pentru gaze sau lichide vâscoase, iar cele mici pentru lichide "curate". Țevile din oțel au lungimile de fabricație cuprinse între (1,5…9) m şi grosimi ale pereților cuprinse între (1,5…8) mm. Țevile din fontă şi din materiale ceramice au diametrul cuprins între 50 şi 100 mm şi lungimi de (2...3) m. Țevile din cupru, alamă şi aluminiu se fabrică cu diametrul exterior d_e = (18...70) mm.

Lungimea ℓ a țevilor rezultă din aria de transfer termic necesară, *A*:

$$\ell = \frac{A}{P}, \tag{7.1}$$

unde: *P* - perimetrul tuturor țevilor, calculat cu relația:

$$P = \pi d_e n, \tag{7.2}$$

în care: d_e – diametrul exterior al țevii;

n – numărul de țevi, calculat cu relația:

$$n = \frac{\frac{S_0}{v}}{\frac{\pi d_i^2}{4}}, \tag{7.3}$$

unde: S_0 - debitul de soluție;

v - viteza soluției (0,3...2 m/s pentru lichide și 8...25 m/s pentru gaze);

d_i - diametrul interior al țevii.

Dacă $\ell > \ell_s$, unde ℓ_s este lungimea aleasă pentru fasciculul tubular, se recurge la un schimbător de căldură cu mai multe treceri. Numărul de treceri, *i*, se determină din relația:

$$i = \frac{\ell}{\ell_s}. \tag{7.4}$$

Aria de transfer termic efectiv a tuturor țevilor este:

$$A_e = \pi d_i \ell n. \tag{7.5}$$

Deoarece în corpurile cilindrice raportul dintre aria suprafeței laterale *A* şi volumul interior *V* este egal cu $\frac{A}{V} = \frac{\ell}{d_i}$, rezultă că, la acelaşi volum interior, aria *A* este cu atât mai mare cu cât diametrul țevii este mai mic. Aceasta conduce la concluzia că adoptarea unor țevi cu diametru mic are ca efect un consum mai mic de metal pe unitate de arie de transfer termic, deci preț de cost mai mic. Totuşi, țevile cu diametru mic nu pot fi uneori utilizate datorită vâscozității foarte mari a lichidului, depunerilor mari sau corodării intensive a pereților.

7.3.2. Placa tubulară

Placa tubulară serveşte pentru fixarea țevilor fasciculului tubular şi este prevăzută cu numărul necesar de orificii ce se amplasează în funcție de numărul de treceri "*i*" ale fluidului care circulă prin țevi. In fig.7.11 se prezintă o placă tubulară cu o singură trecere (fig.7.11a) şi cu două treceri (fig.7.11b). Placa tubulară se execută, de obicei, ca placă plană, dintr-o bucată. In cazuri deosebite (fluide toxice, inflamabile sau puternic corosive, la presiuni şi temperaturi ridicate) se poate recurge la placă tubulară dublă. De asemenea sunt construcții unde se utilizează placă tubulară sferică sau elipsoidală.

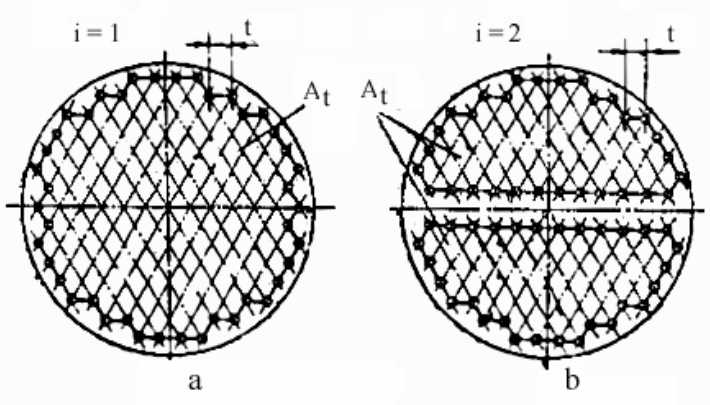


Fig. 7.11

7.3.3. Dispunerea țevilor în placa tubulară

a) Pasul de aşezare a țevilor în placa tubulară

Acesta se stabileşte, în mod aproximativ, la efectuarea calculului termic. Pentru cazul țevilor din oțel, pasul se poate calcula în funcție de diametru, cu relația:

$$t \approx 1{,}2 d_e + 2 \quad [mm]. \tag{7.6}$$

In tabelul 7.1 se dau paşii de aşezare indicați pentru diametrele de țevi uzuale.

Tabelul 7.1

Diametrul exterior al țevii, d_e, mm	25	38	57
Pasul țevii, t, mm	32	48	70

Pentru țevi cu pereți subțiri din cupru sau alamă pasul se calculează cu relația:

$$p = 1{,}2 d_e \text{ [mm].}$$

b) Modurile de dispunere a țevilor în plăcile tubulare

In dispunerea țevilor în placa tubulară trebuie respectate o serie de criterii dintre care cele mai importante sunt:

- realizarea unei dispuneri cât mai compacte;
- obținerea unei rezistențe optime a plăcilor tubulare şi a unei fixări etanşe şi rezistente a țevilor în plăci;
- execuție tehnologică şi întreținere în exploatare cât mai uşoară;
- luarea în considerare a proprietăților fluidelor care circulă prin aparatul tubular.

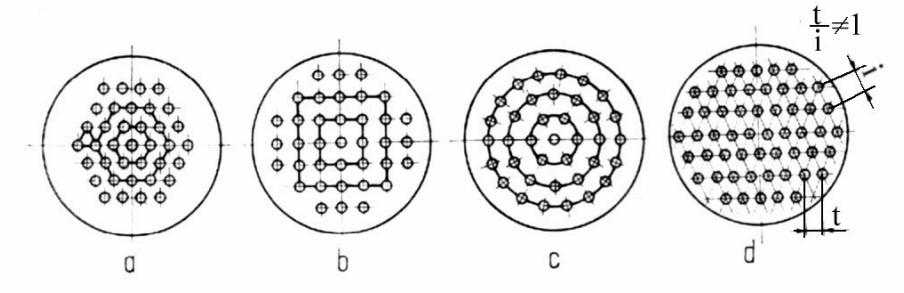


Fig. 7.12

Dispunerea țevilor în placa tubulară (fig.7.12) se face după rețele de hexagoane regulate (fig.7.12a), de pătrate (fig. 7.12b), de cercuri concentrice (fig.7.12c) sau de triunghiuri isoscele (fig. 7.12d).

Numărul de țevi dintr-o **rețea hexagonală regulată** se poate determina cu relația:

$$n_0 = 3a \cdot (a-1) + 1, \tag{7.7}$$

în care a reprezintă numărul de țevi de pe latura celui mai mare dintre hexagoane

Pe diagonala celui mai mare dintre hexagoane există un număr de țevi, c, dat de relația:

$$c = 2a - 1, \tag{7.8}$$

astfel că relația (7.7) devine:

$$n_o = \frac{3}{4}(c^2 - 1) + 1. \tag{7.9}$$

Aşezarea perfect hexagonală duce la nefolosirea completă a întregii suprafețe disponibile. Pentru a mări gradul de utilizare al suprafeței plăcii tubulare, îndeosebi la a> 8, în sectoarele libere ale plăcii se introduc țevi suplimentare dispuse în linii paralele cu laturile celui mai mare dintre hexagoane. Prin aceasta gradul de acoperire a plăcii tubulare creşte cu (10...18) %.

Rețeaua de pătrate este mai rar întâlnită. Numărul de țevi dintr-o astfel de rețea, la care $c = a$, este:

$$n_0 = a^2, \tag{7.10}$$

în care a este numărul țevilor situate pe o latură.

Pentru a > 6 este indicat ca placa tubulară să fie completată cu țevi suplimentare. Determinarea numărului de țevi suplimentare se face cel mai operativ grafic.

Rețeaua de cercuri concentrice se utilizează rar. Din cauză că pasul dintre țevi nu este acelaşi, diferind între circumferințe, trasarea plăcii tubulare este dificilă. De asemenea, în cazul unui număr mare de țevi, datorită compactității mai reduse care caracterizează acest tip de dispunere, dimensiunile aparatelor respective sunt mult mai mari decât în cazul dispunerii hexagonale a țevilor.

Rețeaua de triunghiuri isoscele se utilizează de obicei la plăcile tubulare dreptunghiulare şi are avantajul unei trasări şi prelucrări relativ uşoare.

Ținând seama de direcția şi de sensul curgerii fluidului țevile se amplasează în placa tubulară după un triunghi sau un pătrat. Amplasarea în triunghi (fig.7.13a şi b) se utilizează când sunt necesare suprafețe de transfer termic mari şi nu se foloseşte dacă este

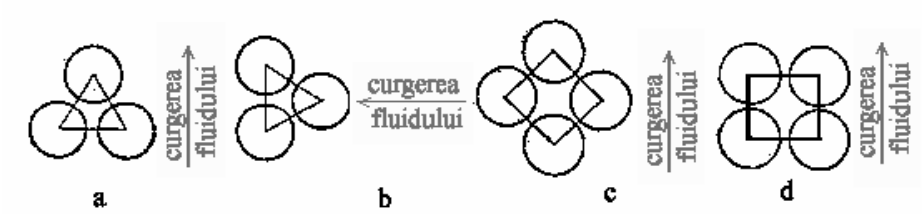


Fig. 7.13

necesară curățirea mecanică din exterior a fasciculului de țevi. Amplasarea în pătrate (fig.7.13c şi d) se utilizează în cazul curățirii mecanice a fasciculului. Pasul minim dintre țevi se ia 1,25 d_e , pentru rețeaua de triunghiuri şi (d_e + 6) mm pentru rețeaua de pătrate.

Diametrul găurilor pentru țevi, în placa tubulară este mai mare decât diametrul exterior al țevii şi se alege de obicei în limitele: d_0 = (1... 1,03) d_e .

7.3.4. Asamblarea dintre țevi şi placa tubulară

Această asamblare se poate realiza demontabilă sau nedemontabilă. Asamblarea trebuie să fie etanşă şi să reziste la forțe axiale determinate de presiune şi de temperatură.

7.3.4.1. Asamblări demontabile

Se utilizează în cazul țevilor lungi sau atunci când se prevede demontarea frecventă a țevilor, pentru curățire şi înlocuire. Aceste asamblări permit dilatarea liberă a țevilor, dar nu preiau sarcini axiale. Soluția constructivă cu piuliță tubulară (fig.7.14) se aplică atât la țevile din materiale metalice cât şi la cele din materiale nemetalice. In placa 2 se introduce țeava 5 care se prinde cu ajutorul piuliței tubulare 1. Etanşarea se asigură printr-o garnitură 4. Intre piuliță şi garnitură se prevede o rondelă metalică 3.

La țevile din fontă strângerea umpluturii de etanşare se face cu ajutorul unor inele din plumb, care se ştemuiesc. Aceste tipuri de îmbinări impun plăci tubulare relativ groase.

7.3.4.2. Asamblări nedemontabile

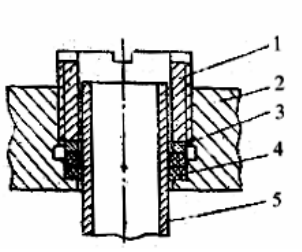


Fig. 7.14
1 – piuliță tubulară; 2 –placă;
3 – rondelă; 4 – garnitură;
5 - țeavă

Se realizează prin: mandrinare, deformare hidraulică, sudare, explozie, lipire sau încleiere. Pentru eliminarea impurităților din zona de îmbinare

capetele țevilor se curăță la exterior pe o lungime de cel puțin două ori grosimea plăcii tubulare.

a) Mandrinarea

Constă în deformarea plastică, la rece, a capătului țevii introdus în placa tubulară.

Procesul de mandrinare cuprinde două faze principale: lărgirea preliminară a țevii, până când aceasta vine în contact cu suprafața locașului (epuizarea jocului dintre țeavă şi locaş) şi lărgirea suplimentară a țevii prin deformare plastică (remanentă), concomitent cu o deformare elastică a locașului.

Materialul țevii fiind deformat plastic, umple toate spațiile dintre țeavă şi locaş, asigurând etanşeitatea necesară. După îndepărtarea dispozitivului de mandrinare, pereții locașului, deformați elastic, tind să revină la poziția inițială. Se opune capătul țevii deformat plastic. Zona îmbinării țeavă-placă tubulară se caracterizează prin tensiuni remanente de compresiune. Pentru a obține o îmbinare prin mandrinare etanşă şi rezistentă, este necesar ca limita de curgere a materialului țevii să fie mai mică decât limita de curgere a materialului plăcii tubulare, sau duritatea materialului plăcii tubulare să depăşească duritatea materialului țevii cu (30 ... 50) HB.

Rezistența şi etanşeitatea îmbinărilor prin mandrinare depind de gradul de mandrinare sau cuplul aplicat mandrinei, de raportul dintre proprietățile materialului țevii şi cele ale materialului locașului din placa tubulară, de starea suprafețelor în contact, de prezența şi mărimea capetelor de țeavă petrecute în afara plăcii (răsfrânte sau nu), de viteza şi de procedeul de mandrinare, de numărul de role ale mandrinei etc.

Diametrul găurilor în placa tubulară se determină astfel încât realizarea unui grad de mandrinare (*g.m*) optim să fie asigurat.

$$gm = d_i^{'} - (d_i + j)\,. \tag{7.11}$$

Semnificația notațiilor din relația (7.11) rezultă din fig.7.15. Cu j s-a notat jocul dintre țeavă şi gaură $j = d_0 - d$.

Pentru ancorarea mai bună în placa tubulară a țevilor mandrinate, găurile din plăci se prevăd cu canale inelare (fig.7.16).

Avantajul principal al mandrinării îl constituie faptul că țevile defecte pot fi înlocuite relativ uşor iar placa tubulară rămâne, în general, în stare bună. Ca dezavantaje se pot enumera: distrugerea structurii țevii în zona mandrinării, posibilități limitate de preluare a unor sarcini axiale mari, execuție scumpă etc.

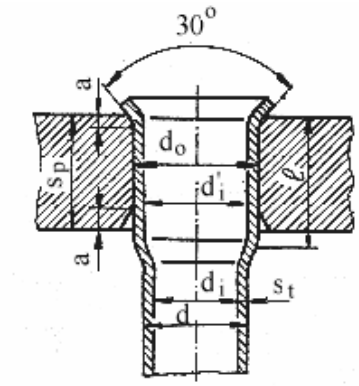


Fig. 7.15

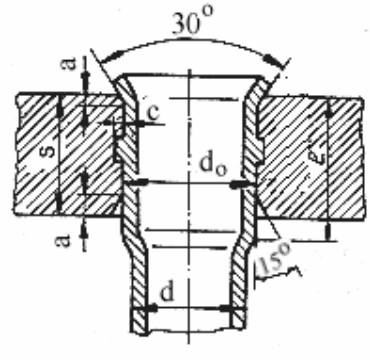


Fig. 7.16

Verificarea etanşeităţii îmbinării mandrinate

Înainte ca ţeava să fie smulsă din îmbinarea mandrinată se produce pierderea etanşeităţii îmbinării. Se pune condiţia ca solicitarea efectivă să fie inferioară solicitării critice corespunzătoare pierderii etanşeităţii. Pentru forţa limită pe unitatea de lungime a circumferinţei de mandrinare se recomandă: $S_{\lim}$ = 40 KN/m, pentru mandrinare obişnuită; $S_{\lim}$ = 5o KN/m, pentru mandrinare cu evazarea unuia dintre capetele ţevii; $S_{\lim}$ = 70 KN/m, pentru mandrinarea cu evazarea ambelor capete ale ţevii sau cu canale inelare.

Forţa efectivă pe unitatea de lungime a circumferinţei unei ţevi, *S*, trebuie să îndeplinească condiţia $S \le S_{\lim}$, unde:

$$S = \frac{F_t}{\pi d_e n}, \tag{7.12}$$

în care F_t reprezintă forţa axială determinată de presiune şi de tendinţa de dilatare termică a mantalei şi ţevilor. Cu neglijarea efectului temperaturii, *S* poate fi calculat cu relaţia:

$$S = \frac{p_c A}{\pi d_e n}, \tag{7.13}$$

unde A reprezintă aria plăcii tubulare care participă la împiedicarea smulgerii ţevii mandrinate în cazul acţiunii presiunii.

b) Îmbinarea prin sudare

Această îmbinare se aplică dacă:

- din motive funcţionale pasul dintre ţevi este prea mic, ceea ce nu permite o mandrinare de calitate optimă;
- îmbinarea este supusă la oboseală;
- zona deformată plastic este în contact cu substanţe puternic corozive.

Pentru ca îmbinarea să poată fi realizată prin sudare este necesar ca atât materialul plăcii cât şi al ţevii să fie sudabil şi să fie apropiate în ceea ce priveşte compoziţia, structura şi caracteristicile fizico-mecanice.

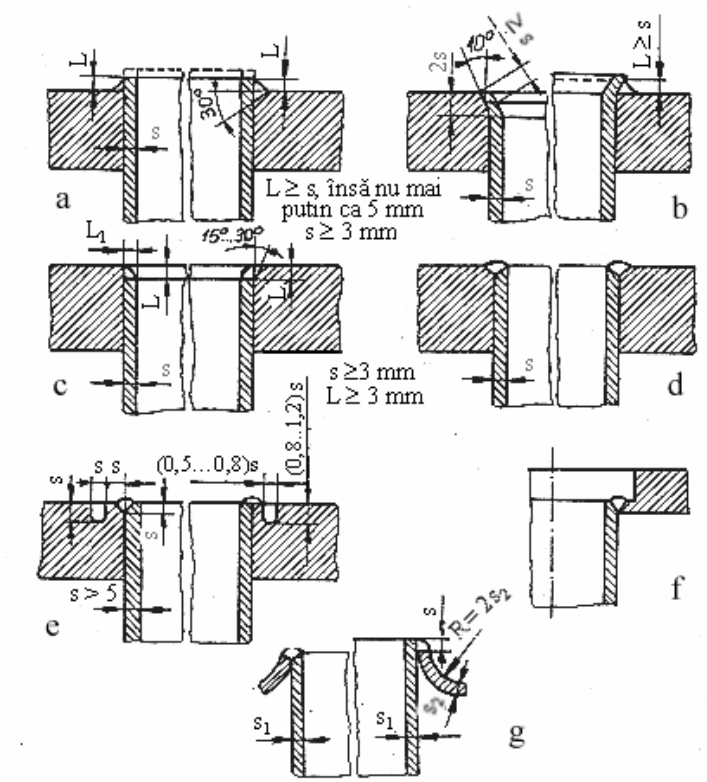


Fig. 7.17

Tipurile principale de îmbinări de acest fel sunt redate în fig.7.17. Soluția constructivă depinde de grosimea elementelor sudate şi de procesul de sudare. In toate condițiile se face o mandrinare (de apropiere) înaintea sudării.

Cordoanele de sudură a țevilor cu placa tubulară se calculează la forfecare, având în vedere determinarea corectă a lățimii cordonului de sudură (de calcul).

c) Îmbinarea prin explozie

Metoda constă în introducerea la capătul țevii a unui cartuş cu exploziv. Se introduce țeava în placa tubulară şi se detonează cartuşul. După explozie, materialul țevii este deformat plastic şi ia forma găurii din placa tubulară. Teşirea țevii din placa tubulară (fig.7.18) se face pe lungime mai mare decât la celelalte procedee de îmbinare. Metoda este recomandată îndeosebi pentru țevi cu grosime mică a peretelui.

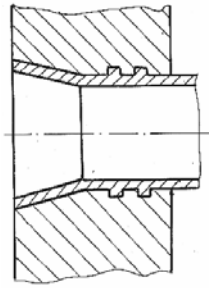


Fig. 7.18

d) Îmbinarea prin lipire

Acest tip de asamblare se aplică cu precădere la sistemele tubulare din alame care lucrează la temperaturi joase. Aliajul se toarnă între țeavă şi gaura din placa tubulară.

Verificarea asamblărilor sudate, lipite sau încleiate

Aceste asamblări se verifică la forfecare cu relația:

$$\tau_f = \frac{F}{\pi d_e h} \leq \tau_{af} \qquad (7.14)$$

unde: h - înălțimea de calcul a cordonului de sudură, sau adâncimea pe care se efectuează lipirea sau încleierea;

F - forța axială de calcul care acționează în zona îmbinării placă tubulară - țeavă;

τ_{af} - tensiunea admisibilă de forfecare pentru materialul cordonului de sudură, al lipiturii moi sau al adezivului.

7.3.5. Asamblarea dintre placa tubulară şi manta

Plăcile tubulare pot fi simple (fig.7.19 b, c, d şi fig.7.20 a) sau pot servi şi ca flanşe (fig.7.19 a şi 7.20 b, c, d).

La diametre egale ale fasciculului tubular şi la aceeaşi presiune, plăcile tubulare care servesc şi ca flanşe sunt mai groase decât cele simple.

Plăcile tubulare din fig.7.19 sunt recomandate pentru schimbătoare de căldură cu fascicul tubular, cu cap mobil în formă de U sau cu presetupă, iar plăcile tubulare indicate în fig.7.20 sunt recomandate pentru schimbătoare de căldură cu fascicul tubular rigid. In caz că placa tubulară simplă este executată din alt material decât mantaua - exemplu placă tubulară din bronz, manta din oțel carbon - se realizează montaje ca în fig.7.21, ce pot fi considerate "semidemontabile".

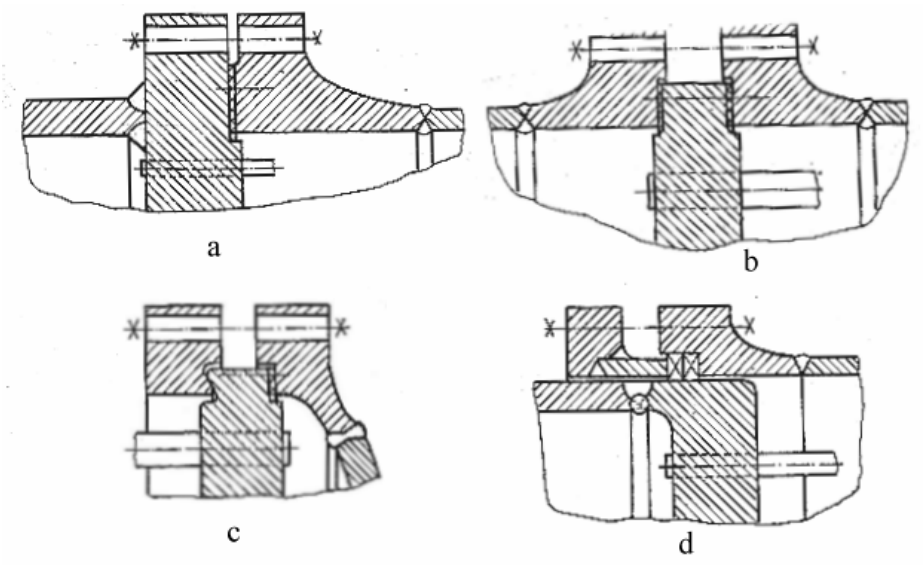


Fig. 7.19

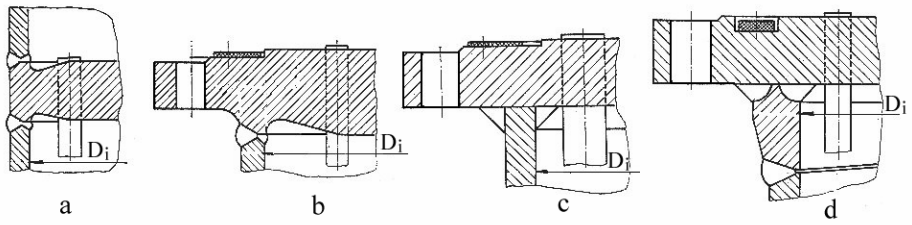


Fig. 7.20

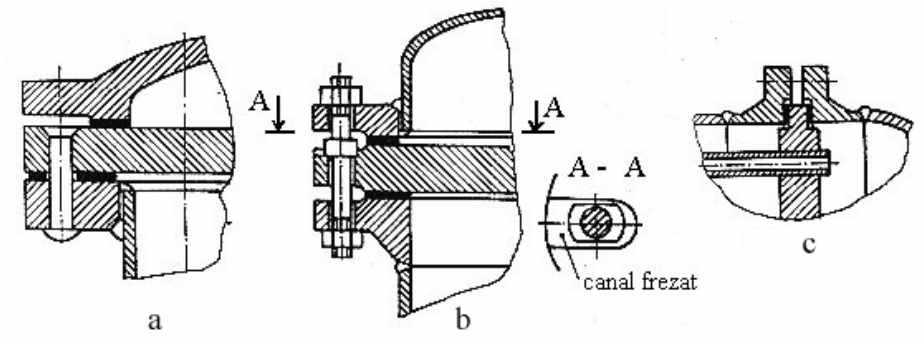


Fig. 7.21

7.3.6. Calculul plăcii tubulare

Placa tubulară este, în general, o placă plană, relativ groasă, circulară sau inelară, perforată.

Elementele principale ce se calculează la o placă tubulară sunt (fig.7.22):

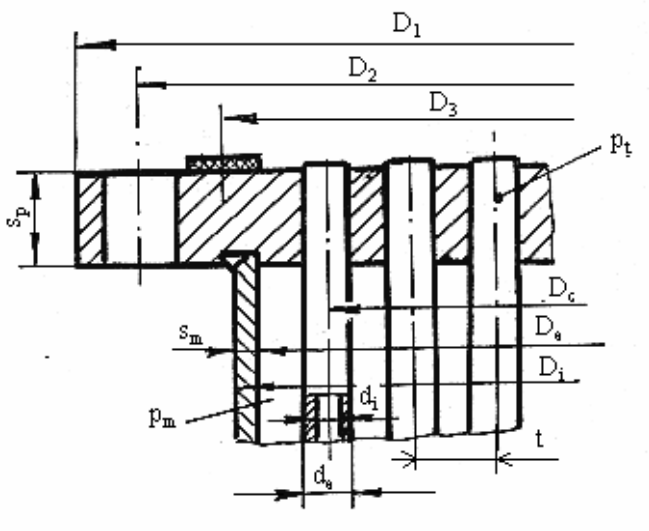


Fig. 7.22

- **diametrul interior** al mantalei schimbătorului de căldură cu o singură trecere, D_i

$$D_i = t \cdot (c-1) + d_e + 2 \cdot (t - d_i)\,, \tag{7.15}$$

unde: t - pasul dintre două ţevi;

c - numărul de ţevi de pe diagonala mare;

d_e - diametrul exterior al ţevii;

d_i - diametrul interior al ţevii.

Valoarea obţinută se rotunjeşte la valoarea normalizată cea mai apropiată.

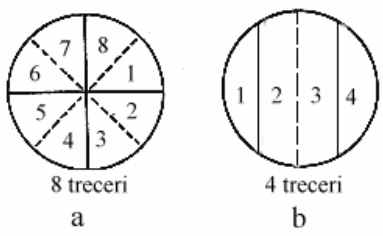


Fig. 7.23

La schimbătoarele de căldură cu mai multe treceri (deoarece pereţii despărţitori cu garnitura lor de etanşare nu se încadrează în spaţiul limitat dintre două rânduri de ţevi) diametrul interior al plăcii tubulare D_i se determină prin adăugarea diferenţelor corespunzătoare acestor pereţi despărţitori (diafragme), ţinând cont şi de modul lor de amplasare (radial - fig.7.23a sau paralel - fig.7.23b). Pereţii paraleli se utilizează la număr de treceri mic iar cei radiali la împărţirea într-un număr mai mare de treceri. Numărul de

țevi la fiecare trecere trebuie să fie aproximativ același.

- **diametrul exterior** al mantalei schimbătorului de căldură, D_e

$$D_e = D_i + 2s_m \ , \tag{7.16}$$

unde s_m reprezintă grosimea de proiectare a mantalei.

- **grosimea plăcii tubulare**, s_p, se determină în funcție de modul de rezemare a marginilor plăcii, de sarcinile care o solicită, de agresivitatea agenților termici (fig.5.14).

In general:

$$s_p = s_0 + c_1 \ , \tag{7.17}$$

unde s_0 reprezintă grosimea de rezistență, iar c_1 este adaosul de coroziune.

Grosimea de rezistență se calculează în funcție de tipul schimbătorului de căldură, astfel:

1. pentru schimbătoare în construcție rigidă

$$s_0 = 0{,}5 D_3 C_1 \sqrt{\frac{p_c}{\sigma_a}} \ , \tag{7.18}$$

unde: p_c - presiunea de calcul;

σ_a - tensiunea admisibilă;

C_1 - factor, care se calculează cu relația:

$$C_1 = \left(\frac{2 + C_2}{2 + 3C_2} \right)^{\frac{1}{2}} \qquad pentru \ \ p_t > p_m ;$$

$$C_1 = \left(\frac{C_2}{2 + 3C_2} \right)^{\frac{1}{2}} \qquad pentru \ \ p_t < p_m , \tag{7.19}$$

unde: p_t - presiunea din țevi;

p_m, presiunea din manta.

Factorul C_2 se calculează cu relația:

$$C_2 = \frac{E_m \, s_{om} \, D_i}{n E_t \, s_{ot} \, d_i} , \tag{7.20}$$

unde: E_m, E_t - modulele de elasticitate ale materialului mantalei, respectiv țevii;

s_{om}, s_{ot} - grosimea de rezistență a mantalei, respectiv a țevii.

2. pentru schimbătoare cu cap mobil

a) cu placă tubulară fixă:

$$s_0 = 0{,}5D_3 \cdot \sqrt{\frac{p_c}{\sigma_a}} \,. \tag{7.21}$$

b) cu placă tubulară mobilă:

$$s_0 = \frac{D_3}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{\frac{p_c}{\sigma_a}} \,. \tag{7.22}$$

Relațiile de mai sus, deşi țin seama numai de presiune, fără a considera efectul solicitării provocat de diferența de temperatură, duc la valori acoperitoare.

7.3.7. Solicitări în sistemul tubular

Pentru a determina aceste solicitări se consideră un schimbător de căldură în construcție rigidă (fig.7.1) a cărui placă tubulară joacă şi rol de flanşă. Se fac următoarele ipoteze:

- placa tubulară este perfect rigidă (se neglijează deformațiile plăcii);
- țevile au toate aceeaşi temperatură.

1. Forța axială datorată presiunilor de lucru, F_p

Se consideră pozitiv sensul forței care întinde țevile. Forța axială totală rezultă ca diferență între forța care acționează asupra plăcii, determinată de presiunea p_m, şi forța din țevi, determinată de presiunea p_t (fig.7.22) şi are expresia:

$$F_p = \frac{\pi(D_i^2 - nd_e^2)}{4} p_m - \frac{\pi(D_i^2 - nd_i^2)}{4} p_t \,. \tag{7.23}$$

In această relație p_m şi p_t reprezintă suprapresiunea față de presiunea atmosferică. Dacă una dintre acestea exprimă depresiune (p < 0,1 MPa), atunci va fi luată cu semn negativ. Valoarea maximă a depresiunii se va considera de (-0,1) MPa.

Forța F_p este preluată parțial de manta, F_{pm} şi parțial de țevi, F_{pt}, astfel încât:

$$F_p = F_{pm} + F_{pt} \,. \tag{7.24}$$

Repartizarea pe cele două componente se face în raport cu rigiditățile elementelor asamblate în paralel:

$$c_m = \frac{A_m E_m}{L} \,; \quad c_t = \frac{A_t E_t}{L} \,. \tag{7.25}$$

unde: A_m , A_t - ariile secțiunilor transversale;

E_m, E_t - modulele de elasticitate longitudinale ale materialelor mantalei şi țevilor, la temperatura de lucru;

L - lungimea țevilor între plăcile tubulare.

Ariile secțiunilor transversale sunt date de relațiile:

$$A_m = \frac{\pi}{4}\left(D_e^2 - D_i^2\right); \quad A_t = \frac{\pi}{4}\left(d_e^2 - d_i^2\right). \tag{7.26}$$

Deoarece lungimile țevilor şi mantalei sunt aceleaşi rezultă:

$$\Delta L_{pm} = \Delta L_{pt} = \Delta L\,; \tag{7.27}$$

sau:

$$\frac{F_{pm}}{c_m} = \frac{F_{pt}}{c_t}. \tag{7.28}$$

Dacă se utilizează proprietățile şirului de rapoarte egale se poate scrie:

$$\frac{F_{pm}}{c_m} = \frac{F_{pt}}{c_t} = \frac{F_{pm} + F_{pt}}{c_m + c_t} = \frac{F_p}{c_m + c_t}, \tag{7.29}$$

din care rezultă forțele axiale în manta şi respectiv în țevi:

$$F_{pm} = F_p \cdot \frac{c_m}{c_m + c_t}; \quad F_{pt} = F_p \cdot \frac{c_t}{c_m + c_t}. \tag{7.30}$$

2. Forța axială datorată deformărilor termice, F_T

Țevile se încălzesc de la temperatura T_0 la temperatura T_t, iar mantaua de la T_0 la T_m. Coeficienții de dilatare termică ai țevii şi ai mantalei sunt α_t şi respectiv α_m. Tendințele de dilatare liberă a țevilor şi mantalei sunt:

$$\Delta L_t = \alpha_t L(T_t - T_0); \quad \Delta L_m = \alpha_{m.} L(T_m - T_0). \tag{7.31}$$

In realitate, mantaua şi țevile se deformează cu valoarea $\Delta L'$ cuprinsă între ΔL_t şi ΔL_m. Se presupune cazul $\Delta L_t > \Delta L_m$. Diferența $\Delta l_t = \Delta L_t - \Delta L'$ reprezintă dilatarea împiedicată a țevii, iar diferența $\Delta l_m = \Delta L' - \Delta L_m$ reprezintă lungirea forțată a mantalei. Din aceste relații se obține:

$$\Delta L = \Delta L_t - \Delta l_t = \Delta L_m + \Delta l_m. \tag{7.32}$$

Deformațiile elastice Δl_t şi Δl_m corespund unei forțe axiale F_T. Ca urmare, se poate scrie:

$$\Delta l_m = \frac{F_T \cdot L}{E_m \cdot A_m}; \quad \Delta l_t = \frac{F_T \cdot L}{E_t \cdot A_t}. \tag{7.33}$$

Din relația (7.33) rezultă:

$$\Delta l_m + \Delta l_t = \Delta L_t - \Delta L_m\,. \tag{7.34}$$

Înlocuind în relația (7.34) relațiile (7.31) şi (7.33) se obține:

$$F_T = \frac{(\alpha_t \cdot \Delta T_t - \alpha_m \cdot \Delta T_m) \cdot E_m E_t A_m A_t}{E_m A_m + E_t A_t}. \qquad (7.35)$$

Deoarece plăcile tubulare nu sunt perfect rigide, deformarea lor face ca Δl_f să fie în realitatea mai mic decât cel considerat. Ca urmare, forța efectivă F_T este mai mică decât valoarea rezultată prin relația (7.35), deci calculul este acoperitor.

Totuşi, dacă $\alpha_t = \alpha_m$, la diferențe de temperatură $T_t - T_m$ = (40 ... 50)^o C, în schimbătoarele de căldură de construcție rigidă se nasc tensiuni mari, în general periculoase pentru etanşeitatea îmbinărilor mandrinate.

Forța totală în manta, şi respectiv într-o țeavă, se obține prin sumarea algebrică a lui F_T cu F_{pm} şi respectiv F_{pt} astfel:

Dacă: $\Delta L_m > \Delta L_f$ rezultă $F_m = F_{pm} - F_T$ şi $F_t = F_{pt} + F_T$. (7.36)

Dacă: $\Delta L_m < \Delta L_f$ rezultă $F_m = F_{pm} + F_T$ şi $F_t = F_{pt} - F_T$. (7.37)

Forța totală care solicită o țeavă va fi:

$$F_{t1} = F_t / n,$$

unde *n* reprezintă numărul de țevi.

3. Verificarea la acțiunea forței axiale

In cazul în care $F_m < 0$, se verifică mantaua la stabilitate. Pentru $F_{t1} > 0$, se verifică condiția de asigurare a etanşeității îmbinării mandrinate, iar pentru cazul $F_{t1} < 0$, se verifică țeava la flambaj.

Dacă F_T şi tensiunile corespunzătoare sunt prea mari şi conduc, de exemplu, la $S > S_{\lim}$, se recurge la schimbătoare de căldură cu compensarea dilatării. Aceasta se realizează prin introducerea unui element elastic sau prin asigurarea dilatării libere.

7.3.8. Compensatoare de dilatare termică

Compensatoarele de dilatare termică sunt elemente elastice introduse pe manta. Cele mai folosite sunt compensatoarele lenticulare (fig.7.24a). La presiuni de peste 2MPa şi diametre nominale de peste 1000 mm se recurge la compensatorul toroidal (fig.7.24b).

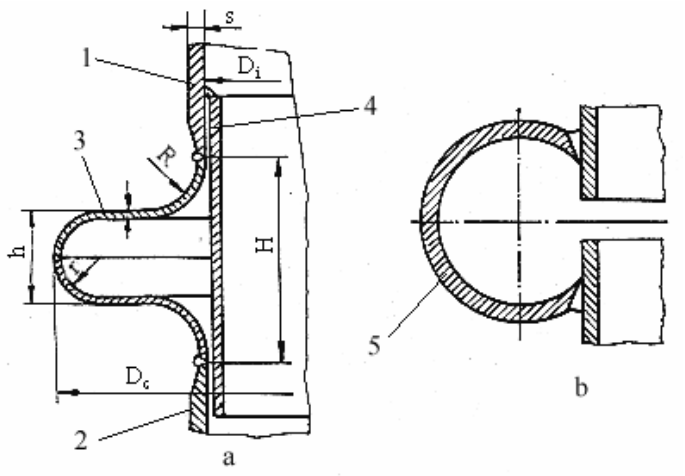


Fig. 7.24
1 , 2 – tronsoane; 3 – compensator lenticular; 4 – virolă;
5 – compensator toroidal

Compensatorul lenticular, din tablă subțire, se obține: dintr-o bucată, din două jumătăți ambutisate la cald şi sudate circumferențial, sau din porțiuni lenticulare ştanțate care se sudează meridional.

Sudura circumferențială a compensatoarelor (fig.7.24a) este solicitată la încovoiere. Compensatorul 3 se sudează între două tronsoane 1 şi 2 ale mantalei, care trebuie să fie ghidate una față de cealaltă, astfel încât să-şi păstreze coaxialitatea. In acest scop se utilizează virola 4 (manşon), interioară, sudată numai la un capăt.

Un compensator este caracterizat de săgeata de care este capabil. Se admite o săgeată de $\Delta = 8$ mm. Numărul de compensatoare n_c legate în serie rezultă din relația:

$$|\Delta L_t - \Delta L_m| = \sum_{i=1}^{n_c} \Delta a, i \,, \tag{7.38}$$

în care $\Delta a, i$ este deformația admisibilă a unui compensator. Lentila legată de virolă este mai rigidă (decât lentila legată de alte lentile) şi, la aceeaşi forță axială, are deformația $\Delta = \Delta a$.

Din cauza pericolului pierderii stabilității (bombării laterale) se recomandă $n_c \leq 3$, pentru schimbătoare de căldură.

Pentru mărirea capacității de compensare, compensatoarele lenticulare se montează strânse (comprimate) sau întinse cu valoarea Δa, astfel ca în timpul funcționării capacitatea de compensare să se dubleze. Dacă în exploatare $\Delta L_f > \Delta L_m$, compensatorul se montează strâns, iar dacă $\Delta L_f < \Delta L_m$, compensatorul se montează desfăcut la săgeata maximă.

7.3.9. Pereți despărțitori şi şicane

Pereții despărțitori pot fi longitudinali (diafragme) sau transversali. Cei longitudinali se montează paralel cu axele țevilor şi cel mai des se utilizează în capace.

Diafragmele, în camerele de capăt, au rolul de a realiza mai multe treceri şi se

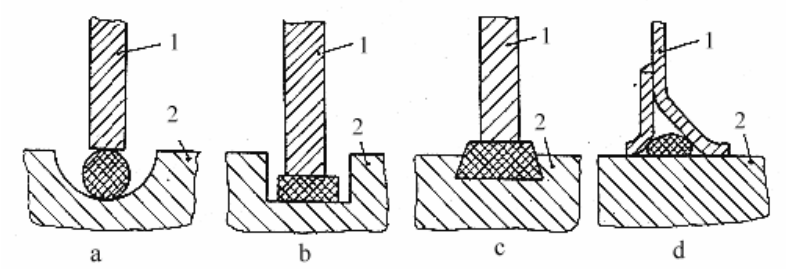


Fig. 7.25
1 – perete despărțitor; 2 –placă tubulară

fixează de capac prin sudare. Partea inferioară are rolul de a apăsa garnitura de etanşare de pe placa tubulară. In fig. 7.25 se prezintă mai multe variante de etanşare a diafragmei cu placa tubulară.

Suprafețele de etanşare ale pereților despărțitori trebuie să fie în acelaşi plan cu suprafața de etanşare a flanşei şi cu abateri de circa + 0,3 mm.

Şicanele transversale se utilizează în spațiul intertubular pentru dirijarea curgerii fluidului. Acestea se realizează sub forma unor segmente (fig.7.26) sau a unor discuri şi inele (fig.7.27). Ele măresc viteza agentului termic şi-i lungesc traseul. Şicanele transversale pot limita amplitudinea vibrației țevii.

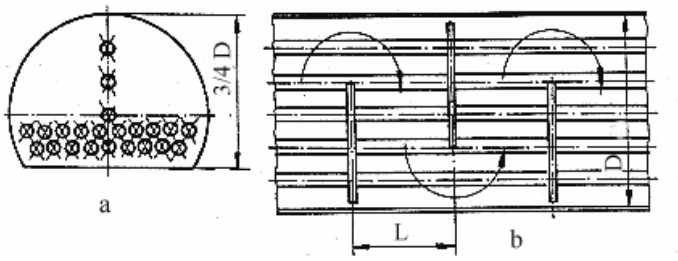


Fig. 7.26
a – şicană; b – dispunerea şicanelor în aparat

Grosimea şicanei depinde de diametrul aparatului şi de distanța L dintre două şicane. De obicei se alege $L = (0{,}2…1{,}0)D$, însă nu mai mică de 50 mm. Grosimea minimă a şicanei se recomandă a fi de 3 mm.

Şicanele transversale se dispun egal distanțate. Lungimea maximă a porțiunii de țeavă nesprijinită creşte cu mărirea diametrului țevii.

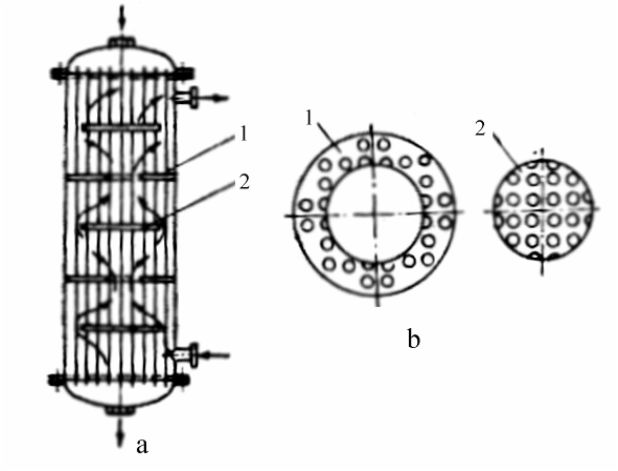


Fig. 7.27
a – dispunerea şicanelor în aparat; b – tipuri de şicane;
1 – şicană inelară; 2 – şicană disc

Pentru reducerea vitezei fluidului la pătrunderea în spațiul intertubular, se prevăd plăci deflectoare în zona racordului de intrare (fig.7.28).

Şicanele se montează pe tiranți prevăzuți cu țevi distanțiere (fig.7.29a). La schimbătoarele de căldură în construcție rigidă şicanele se introduc înainte de sudarea celei de a doua plăci. La schimbătoarele la care fasciculul tubular se poate scoate, capetele tiranților se înşurubează în placa tubulară.

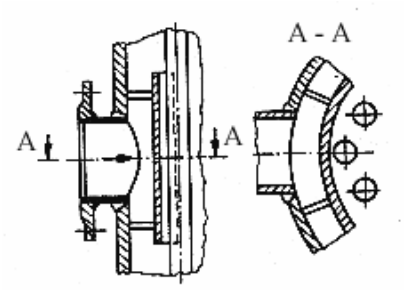


Fig. 7.28

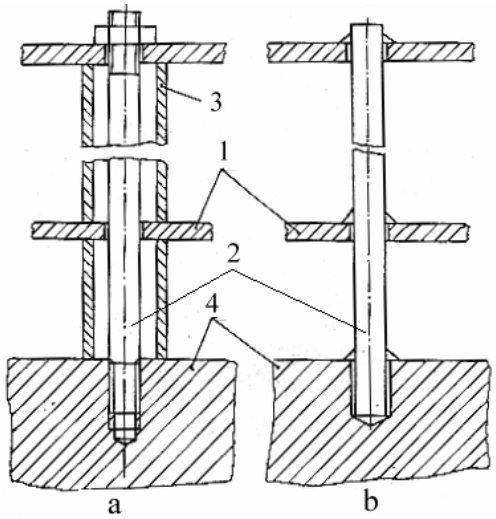


Fig. 7.29
1 – şicană; 2 – element de distanțare;
3 – țevi distanțiere; 4 – placă tubulară

In cazul construcțiilor din oțel înalt aliat se utilizează tije pe care se sudează şicanele (fig. 7.29b).

BIBLIOGRAFIE

1. Aldea, M. *Cazane de abur şi recipienţi sub presiune*. Îndrumar. Bucureşti: Editura tehnică, 1982.

2. Banu, C., ş.a. *Manualul inginerului de industrie alimentară*. Vol.I. Bucureşti: Editura tehnică, 1998.

3. Banu, C., ş.a. *Manualul inginerului de industrie alimentară*. Vol.II. Bucureşti: Editura tehnică, 1999.

4. Bănescu, A., ş.a. *Sistematizarea calculelor aparatelor în industria chimică*. Bucureşti: Editura tehnică, 1977.

5. Birger, I.A., ş.a. *Rascet na procinosti detalei maşin*. Spravocinik. Moskva: Iz. Maşinostroenie, 1979.

6. Blume, D., Igner, K.H. *Schrauben Vademecum*. 8. Auflage, 1991

7. Cioclov, D.D. *Recipienţi sub presiune*. Bucureşti: Editura Academiei, 1983.

8. Crudu, I., ş.a. *Recipiente şi aparate tubulare*. Atlas. Date de proiectare. Galaţi: Universitatea "Dunărea de Jos", 1983.

9. Crudu, I., ş.a. - *Recipiente şi aparate tubulare*. Atlas. Date de proiectare. Ediţia II-a, vol.I. Galaţi: Universitatea "Dunărea de Jos", 1994.

10. Elizarov, D.P. *Napreajenia po flanţevom soedinenii paroprovoda vâsokih parametrov pri progreve*. Teploenerghetica. Nr.4, 1960.

11. Gafiţeanu, M., ş.a. *Organe de maşini*. vol.I. Bucureşti: Editura tehnică, 1987.

12.Ioancea, L., ş.a. *Maşini, utilaje şi instalaţii în industria alimentară*. Bucureşti: Editura Ceres, 1986.

13. Jâşcanu, M., ş.a. *Supape de siguranţă pentru recipiente sub presiune*. Galaţi: Universitatea "Dunărea de Jos", 1993.

14. Jinescu, V. V. *Utilaj tehnologic pentru industrii de proces*. vol. 3. Bucureşti: Editura tehnică, 1988.

15. Jinescu, V. V. - *Utilaj tehnologic pentru industrii de proces*. vol. 4. Bucureşti: Editura tehnică, 1989.

16. Jinescu, V.V., ş.a. *Elemente constructive pentru dispozitive de ames*tecare. Bucureşti: Universitatea "Politehnica", 1993.

17. Jinescu, V.V. *Aparate de tip coloană*. Bucureşti: Editura tehnică, 1978.

18. Köhler, Rögnitz. *Maschinenteile*. Teil I, II. Stutgart: B.G. Teubner, 1981.

19. Leca, A., ş.a. *Conducte pentru agenţi termici*. Îndreptar. Bucureşti: Editura tehnică, 1986.

20. Orlov, P.I. *Fundamentals of Maschine design*. Vol.2. Moskau: Mir Publischers, 1976.

21. Palade, V., Panțuru, D. *Recipienți şi aparate tubulare*. vol.1. Recipiente cilindrice verticale cu amestecător. Îndrumar de proiectare. Galați: Universitatea "Dunărea de Jos", 1996.

22. Palade, V. *Recipiente şi instalații tubulare*. Galați: Universitatea "Dunărea de Jos", 1997.

23. Panțuru, D. *Proiectarea utilajului din industria alimentară*. vol.I. Galați: Universitatea "Dunărea de Jos", 1980.

24. Panțuru, D. *Recipienți şi aparate tubulare*. Exemple de calcul mecanic. Galați: Universitatea "Dunărea de Jos", 1990.

25. Panțuru, D., ş.a. *Procese hidrodinamice şi utilaje specifice*. vol. I. Galați: Universitatea "Dunărea de Jos", 1995.

26. Panțuru, D., ş.a. *Material documentar pentru proiectarea instalațiilor de proces din industria alimentară*. vol.I. Galați: Universitatea "Dunărea de Jos", 1995.

27. Pavel, A. *Elemente de inginerie mecanică*. Bucureşti: Editura Didactică şi Pedagogică, 1981

28. Pavel, A., ş.a. *Protecția antiexplozivă a instalațiilor tehnologice*. vol.I. Bucureşti: Editura tehnică, 1989.

29. Pavel, A., ş.a. *Aparate de tip coloană*. Indrumător de proiect de an. Ploieşti, 1980.

30. Pavelescu, D., ş.a. *Organe de maşini*. Vol.I. Bucureşti: Editura Didactică şi Pedagogică, 1985.

31. Popa, B. *Schimbătoare de căldură industriale*. Bucureşti: Editura tehnică, 1977.

32. Poşchină, I., ş.a. *Armături industriale*. Bucureşti: Editura tehnică, 1991.

33. Renert, M. *Calculul şi construcția utilajului chimic*. vol.I Bucureşti: Editura Didactică şi Pedagogică, 1971.

34. Robert, O., Parmley, P.E. *Standard Handbook of Fastening an Joining*. Mc Graw-Hill Book Company, 1977.

35. Ştefănescu, I., ş.a. *Recipiente sub presiune în construcție sudată*. Îndrumar de proiectare. Galați: Universitatea "Dunărea de Jos", 1991.

36. Ştefănescu, I., ş.a. *Materiale utilizate în construcția utilajelor specifice industriei alimentare şi frigorifice*. Galați: Universitatea "Dunărea de Jos",1996.

37. Ştefănescu, I., ş.a. *Asamblări cu flanşe*, Brăila, Editura Evrica, 1999

38. * * * *Prescripții tehnice ISCIR*, C4 - 83.

39. * * * *Prescripții tehnice ISCIR*, C37 - 83.

40. * * * *Prescripții tehnice ISCIR*, C7 - 92.

41. * * * *Prescripții tehnice ISCIR*. C15-85.